I. DRĂGHICI
A. JULA
E. CHIŞU
C-TIN RĂDULESCU
P. ALEXANDRU
GH. APETREI
I. TĂNĂSESCU
I. ACHIRILOAIE
GH. MOLDOVEAN
M. CIOBOTĂ
I. CISMARU



ORGANE DE MAŞINI

PROBLEME

EDITURA DIDACTICĂ ŞI PEDAGOGICĂ
BUCUREŞTI -- 1980

MINISTERUL EDUCAȚIEI
ȘI ÎNVĂȚĂMÎNTULUI

Prof. dr. ing. IOAN DRĂGHICI-coordonator
Conf. dr. ing. AUREL JULA
Șef lucr. dr. ing. EMIL CHIȘU
Conf. dr. ing. C-TIN RĂDULESCU
Conf. dr. ing. PETRE ALEXANDRU
Șef. lucr. dr. ing. GHEORGHE APETREI
Șef lucr. ing. IOAN TĂNĂSESCU
Șef lucr. ing. IOAN ACHIRILOAIE
Asist. ing. GHEORGHE MOLDOVEAN
Șef lucr. ing. MIHAI CIOBOTĂ
Asist. ing. IVAN CISMARU

ORGANE DE MAȘINI
PROBLEME



EDITURA DIDACTICĂ ȘI PEDAGOGICĂ
BUCUREȘTI — 1980

Referent științific: prof. dr. doc. ing. DAN PAVELESCU

Redactor: ing. IRINA TRIF
Tehnoredactor: TITEL BĂLĂIȚĂ
Grafician: NICOLAE SÎRBU

PREFAȚA

Documentele Congresului al XII-lea al Partidului Comunist Român au subliniat necesitatea imperioasă ca țara noastră să aibă o economie modernă, de înalt nivel tehnic, de mare productivitate și eficiență, industria construcțiilor de mașini trebuind să realizeze produse cu caracteristici tehnice și calitative competitive pe plan mondial.

Traducerea în viață a acestor importante sarcini necesită îmbunătățirea substanțială a activității de proiectare, în vederea creării de noi tipuri de mașini și utilaje de mare productivitate și ridicării caracteristicilor tehnice și economice ale acestora.

Pentru ca o mașină să funcționeze cu precizie, sigur și economic, este necesar ca elementele componente ale acesteia să fie proiectate și executate în mod corespunzător.

La proiectarea unei mașini — proces cu caracter de ansamblu — *trebuie să se acorde o atenție deosebită nu numai fiecărui organ de mașină în parte, ci și interdependenței funcționale dintre organele componente ale mașinii.*

Disciplina Organe de mașini — *disciplină cu caracter teoretic și aplicativ — are sarcina de a contribui la formarea și dezvoltarea inginerului, ca proiectant de mașini și mecanisme. Calculul și proiectarea organelor de mașini necesită soluționarea optimă a problemei, ținînd seama de complexitatea și multitudinea condițiilor — impuse organelor de mașini — adesea contradictorii. Trebuie luate în considerare — pe cît posibil — solicitările reale și condițiile de exploatare ale mașinii respective.*

Prin prezenta culegere de probleme — elaborată de colectivul disciplinei Organe de mașini *de la Universitatea din Brașov — s-a urmărit să se pună la dispoziția studenților un material auxiliar pentru a-i ajuta la însușirea temeinică a cunoștințelor predate la cursul de Organe de mașini și un îndrumar pentru rezolvarea diferitelor probleme reale întîlnite în practica de proiectare și exploatare a mașinilor și utilajelor. Cuprinzînd — într-o formă ușor accesibilă — probleme tip rezolvate, de calcul și proiectare a organelor de mașini, culegerea de probleme direcționează studentul în rezolvarea și a altor asemenea probleme practice.*

Prezenta culegere de probleme — destinată, în principal, studenților de la facultățile cu profil mecanic — cuprinzînd probleme rezolvate și nerezolvate din domeniul organelor de mașini, cu destinație generală, este elaborată în conformitate cu programa analitică a cursului de Organe de mașini, aprobată de Ministerul Educației și Învățămîntului, avînd unele modificări și completări, impuse de dezvoltarea tehnicii mondiale.

Culegerea de probleme — element indispensabil al modernizării *procesului de învățămînt— va permite studenților un intens studiu individual și rezolvarea unui număr mare de probleme, culegerea cuprinzînd toate datele necesare.*

Pentru a uşura activitatea la seminarii şi pentru a veni în sprijinul celor care au de rezolvat probleme de calcul şi proiectare a diferitelor organe de maşini, se prezintă — la fiecare capitol, într-o formă succintă, principalele elemente de calcul şi proiectare ale acestora.

Deoarece nu toate elementele unui anumit organ de maşină pot fi cuprinse într-un calcul precis, în tabelele de calcul — la fiecare capitol — sînt prezentate şi recomandările constructive, necesare pentru proiectarea completă a organului respectiv de maşină.

Problemele rezolvate—urmînd metodica de calcul anterior recomandată-constituie un îndreptar preţios în abordarea unor probleme practice şi în formarea unor deprinderi de proiectare. Problemele nerezolvate lărgesc considerabil gama de cuprindere a unor cazuri din practica de proiectare a organelor de maşini, putînd fi folosite şi ca teme de control în desfăşurarea seminariilor de organe de maşini.

Problemele prezentate — rezolvate şi nerezolvate — cuprind o gamă largă de aspecte de proiectare a diferitelor organe de maşini, gradul de complexitate al problemelor — din acest motiv — fiind mult diferenţiat.

Prezenta culegere de probleme reprezintă o dezvoltare a culegerii de probleme apărută la Editura tehnică, în 1975, ca urmare a faptului că se adresează, în special, studenţilor de la cursurile de ingineri, de la facultăţile cu profil mecanic. În afară de un grad mai mare de dificultate, culegerea de faţă conţine şi un număr mult mai mare de probleme, cuprinzînd majoritatea organelor de maşini întîlnite în practica de proiectare, din diferitele ramuri economice. S-a îmbogăţit, de asemenea, paleta anexelor cuprinzînd tabelele cu date constructive pentru organele de maşini nestandardizate, dar întîlnite în practica de proiectare.

Această culegere este de un real folos şi specialiştilor şi proiectanţilor din industria constructoare de maşini, problemele fiind tratate ca nişte cazuri reale, din practica de proiectare. Este deosebit de utilă proiectanţilor deoarece — bazată pe consultarea unei bogate bibliografii şi a experienţei colectivului de autori — culegerea de probleme foloseşte cele mai recente şi actuale metode de calcul şi proiectare a organelor de maşini.

Ţinem să mulţumim călduros tovarăşului prof. dr. doc. şt. ing. Dan Pavelescu, şeful catedrei de Organe de maşini de la Institutul politehnic Bucureşti, pentru observaţiile competente şi deosebit de utile, care au condus la îmbunătăţirea actualei forme a lucrării.

Desigur, culegerea de probleme nu este exhaustivă, în acest sens orice sugestie de îmbunătăţire sau de completare fiind binevenită şi pentru care ţinem să mulţumim anticipat.

Prof. dr. ing. IOAN DRĂGHICI

CUPRINS

1

ÎMBINĂRI NITUITE

Îmbinările prin nituri (nituite) fac parte din categoria asamblărilor nedemontabile, organul de asamblare fiind nitul. În prezent, ca urmare a dezvoltării sudurii şi lipirii cu adezivi, domeniul de folosire a nituirii s-a restrîns considerabil.

NOTAŢII FOLOSITE

— *pentru nituirea de rezistenţă şi rezistenţă-etanşare*

d — diametrul tijei nitului;
d_1 — diametrul găurii de nit (diametrul de calcul);
s — grosimea celei mai subţiri table;
s_1 — grosimea eclisei;
t — pasul de dispunere a niturilor;
σ_s, σ_{as}, σ'_s, σ'_{as} — efortul unitar efectiv şi rezistenţa admisibilă la strivire pentru nit, respectiv pentru tablele îmbinate;
σ'_t, σ'_{at} — efortul unitar efectiv şi, respectiv, rezistenţa admisibilă a tablelor, la tracţiune;
τ_f, τ_{af}, τ'_f, τ'_{af} — efortul unitar efectiv şi rezistenţa admisibilă la forfecare pentru nit, respectiv pentru tablele îmbinate;

— *numai pentru nituirea de rezistenţă*

F — forţa totală care acţionează asupra îmbinării;
F_1 — forţa preluată de un singur nit;
i — numărul secţiunilor de forfecare;
z — numărul niturilor din îmbinare;

— *numai pentru nituirea de rezistenţă-etanşare*

D — diametrul interior al cazanului;
i_1 — numărul niturilor pe un rînd al cusăturii transversale;
i_{pl}, i_{ptr} — numărul de nituri pe un pas al cusăturii longitudinale, respectiv transversale;
i_{tot} — numărul total al niturilor care constituie cusătura transversală;
K_n, K_{na} — rezistenţa efectivă, respectiv admisibilă la alunecare;
m — numărul de rînduri care constituie cusătura transversală;
n — numărul secţiunilor de forfecare ale unui nit din cusătura transversală;
p — presiunea interioară;
P_A — forţa pe direcţia axei cazanului (rezultanta presiunilor);

$(\Sigma in)_t$ — numărul total al secţiunilor de forfecare pe un pas al cusăturii longitudinale;
φ — coeficientul de utilizare.

RELAŢIILE ŞI METODICA DE CALCUL

La calculul elementelor unei îmbinări nituite se admit următoarele iopoteze: toate niturile îmbinării au acelaşi diametru, forţa exterioară repartizîndu-se uniform pe nituri*); transmiterea parţială a forţei exterioare prin frecarea dintre piesele îmbinate se ia în considerare numai la alegerea rezistenţelor admisibile; eforturile unitare se repartizează uniform în secţiunile funcţionale; corpul nitului umple complet gaura din piese; încovoierea ce se produce în urma alunecării tablelor — în cazul existenţei unui joc între nit şi piesele îmbinate—se neglijează.

Relaţiile şi recomandările necesare pentru calculul îmbinărilor nituite sînt prezentate în tabelele 1 şi 2 (pentru nituirea de rezistenţă şi, respectiv, de rezistenţă-etanşare).

Tabelul 1

Relaţiile şi recomandările necesare pentru calculul îmbinărilor nituite [12, 13, 27, 40]

Schema de solicitare	Relaţiile de calcul	Elemente constructive. Rezistenţe admisibile
F_1, s, d, t, e	Calculul nitului: — la forfecare $\tau_f = \frac{4F_1}{i\pi d_1^2} \leqslant \tau_{af}$, sau forţa ce poate fi preluată de un nit: $F_1 = i\frac{\pi d_1^2}{4}\tau_{af}$; — la strivire $\sigma_s = \frac{F_1}{sd_1} \leqslant \sigma_{as}$. Calculul tablelor: — la tracţiune $\sigma'_t = \frac{F_1}{(t-d_1)s} \leqslant \sigma'_{at}$; — la forfecarea marginilor $\tau'_f = \frac{F_1}{2\left(e-\frac{d_1}{2}\right)s} \leqslant \tau'_{af}$; — la strivire $\sigma'_s = \frac{F_1}{sd_1} \leqslant \sigma'_{as}$.	d — din tabelul AI—1; τ_{af} — din tabelul AII—2; σ_{as} — din tabelul AII—2; $d_1 = d+0{,}2$ mm — pentru $d = 1\ldots4$ mm, $d_1 = d+0{,}5$ mm — pentru $d = 5\ldots10$ mm, $d_1 = d+1$ mm — pentru $d > 10$ mm; t — din tabelul AI—1; e — din tabelul AI—1: σ'_{at} — din tabelul AII—2; τ'_{af} — din tabelul AII—2; σ'_{as} — din tabelul AII—2.

*) În cazul în care forţa exterioară se repartizează neuniform, se calculează nitul cel mai solicitat, dimensiunile celorlalte nituri adoptîndu-se identic cu ale acestuia.

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul nituirii de rezistență — etanșare [27]

Schema de solicitare	Relațiile de calcul	Elemente constructive Rezistențe admisibile
L, D, p Cusătură longitudinală Cusătură transversală	$s = \frac{pD}{2\varphi\sigma'_{at}} + a.$ Calculul cusăturii longitudinale: —calculul tablei la tracțiune $\sigma'_t = \frac{pD}{2\varphi(s-a)} \leqslant \sigma'_{at}$; — calculul nitului la forfecare $\tau_f = \frac{pDt}{2\,(\Sigma in)_t \frac{\pi}{4} d_1^2} \leqslant \tau_{af}$; — calculul la alunecare $K_n = \frac{pDt}{2 i_{pl} \frac{\pi}{4} d_1^2} \leqslant K_{na}.$ Calculul cusăturii transversale: — calculul tablei la tracțiune $\sigma'_t = \frac{pD}{4\varphi\,(s-a)} \leqslant \sigma'_{at}$; — calculul nitului la forfecare: $\tau_f = \frac{P_A}{i_{tot}\, n \frac{\pi}{4} d_1^2} \leqslant \tau_{af}$; — calculul la alunecare $K_n = \frac{pDt}{4 i_{ptr} \frac{\pi}{4} d_1^2} \leqslant K_{na}.$ Calculul ecliselor la tracțiune $\sigma_t = \frac{pD}{2\varphi\,(2s_1)} \leqslant \sigma_{at}.$	σ'_{at} — din tabelele AII—3, AII—4 și AII—5; φ—din tabelul AI—2; $a = (0{,}1\ldots0{,}3)$ cm; $\tau_{af} = 0{,}2\ \sigma_r$—pentru $t < 250°C$; $\tau_{af} = 0{,}4\ \sigma_c^t$—pentru t=250...350 °C; K_{na} — din tabelul AI—2; $P_A = \frac{\pi D^2}{4} p$; $i_{tot} = i_1 m$; $i_1 = \frac{\pi D}{t}$; $\sigma_{at} = \sigma'_{at}.$

Pentru nituirea de rezistență se recomandă următoarea ordine de desfășurare a calculului de proiectare (v. tabelul 1): se alege din STAS — după un calcul preliminar, în funcție de grosimea tablelor s (v. tabelul AI-1) — diametrul nitului d; se determină forța F_1 pe care o poate prelua un singur nit; se verifică nitul sau tablele la strivire; se determină

numărul necesar de nituri $z = F/F_1$; se dispun niturile; se verifică secțiunile slăbite ale tablelor la solicitarea de tracțiune; se verifică marginile tablelor la forfecare.

1 Să se calculeze nituirea a două table, din OL 37, suprapuse — cu grosimea $s=10$ mm — care sînt solicitate de o forță $F = 8\,000$ daN (fig. 1).

Rezolvare :

Din tabelul AI-1 se alege $d = 2s = 2 \cdot 10 = 20$ mm, iar din STAS 797-67 se aleg nituri cu cap semirotund, cu diametrul $d = 20$ mm; diametrul găurii de nit $d_1 = 21$ mm (v. tabelul 1).

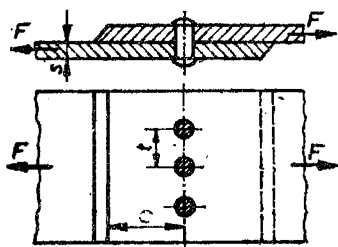


Fig. 1

Se determină forța care poate fi preluată de un nit (v. tabelul 1) :

$$F_1 = i\frac{\pi d_1^2}{4}\tau_{af} = 1 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 2{,}1^2}{4} \cdot 1100 = 3808 \text{ daN},$$

stabilindu-se numărul necesar de nituri :

$$z = \frac{F}{F_1} = \frac{8000}{3808} \approx 3 \text{ nituri}.$$

Se verifică tablele la strivire (v. tabelul 1) :

$$\sigma_s' = \frac{F}{zsd_1} = \frac{8000}{3 \cdot 1 \cdot 2{,}1} = 1270 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as}' = 2800 \text{ daN/cm}^2.$$

Se alege pasul nituirii (v. tabelul AI-1) :

$$t = 2{,}5\ d_1 = 2{,}5 \cdot 21 \approx 53 \text{ mm}.$$

Distanța de la nituri la marginea tablei (v. tabelul AI-1) :

$$e = 1{,}5\ d_1 = 1{,}5 \cdot 21 \approx 32 \text{ mm}.$$

Se verifică, la forfecare, marginile tablelor :

$$\tau_f' = \frac{F}{2\left(e - \frac{d_1}{2}\right)sz} = \frac{8000}{2\left(3{,}2 - \frac{2{,}1}{2}\right)1 \cdot 3} = 620 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af}' = 900 \text{ daN/cm}^2$$

(la prelucrarea găurilor prin poansonare).

2 Să se calculeze îmbinarea prin nituire dintre o platbandă cu dimensiunile de $500 \times 70 \times 10$ și un profil $L\ 60 \times 60 \times 8$, forța care solicită îmbinarea fiind $F = 6800$ daN (fig. 2).

Rezolvare :

Se adoptă nituri cu diametrul $d = 16$ mm (STAS 797-67), găurile de nit avînd diametrul $d_1 = 17$ mm. Numărul necesar de nituri se determină cu relația :

$$z = \frac{F}{F_1} = \frac{6800}{2268} \approx 3 \text{ nituri},$$

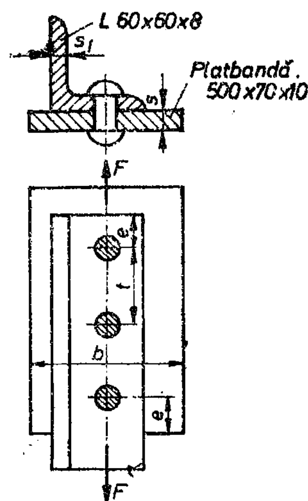


Fig. 2

în care :

$$F_1 = i\,\frac{\pi d_1^2}{4}\,\tau_{af} = 1 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 1{,}7^2}{4} \cdot 1000 = 2268 \text{ daN}.$$

S-a adoptat $\tau_{af} = 1000$ daN/cm² (v. tabelul AII-2), în ipoteza obținerii găurilor de nit prin poansonare, materialul niturilor fiind OL 34.

Se verifică elementele îmbinării la tracțiune (v. tabelul 1) :

— pentru cornier

$$\sigma_t' = \frac{F}{(A - s_1 d_1)} = \frac{6800}{(9{,}63 - 0{,}8 \cdot 1{,}7)} =$$

$$= 822 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at}' = 1300 \text{ daN/cm}^2,$$

unde $A = 9{,}63$ cm², aria secțiunii cornierului, din STAS 424-71 ;

— pentru tablă

$$\sigma_t' = \frac{F}{(b - d_1)s} = \frac{6800}{(7 - 1{,}7) \cdot 1} = 1283 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at}' = 1300 \text{ daN/cm}$$

(pentru tablă din OL 37).

Se verifică tabla la strivire (v. tabelele 1 și AII-2)

$$\sigma_s' = \frac{F}{z s d_1} = \frac{6800}{3 \cdot 0{,}8 \cdot 1{,}7} = 1667 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as}' = 2400 \text{ daN/cm}^2.$$

Din tabelul AI-1 se obține pasul nituirii $t = 3\,d_1 = 3 \cdot 17 = 51$ mm și $e = 2d_1 = 2 \cdot 17 = 34$ mm.

Se verifică, la forfecare, marginile tablei :

$$\tau_f' = \frac{F}{2\left(e - \frac{d_1}{2}\right) s z} = \frac{6800}{2\left(3{,}4 - \frac{1{,}7}{2}\right) 0{,}8 \cdot 3} = 555 \text{ daN/cm}^2 <$$

$$< \tau_{af}' = 900 \text{ daN/cm}^2.$$

3 Coroana unei roţi dinţate este îmbinată cu butucul acesteia prin intermediul unor nituri de rezistenţă (fig. 3). Ştiind că roata dinţată transmite o putere $P = 20$ kW, la turaţia $n = 100$ rot/min, să se calculeze nituirea respectivă. Diametrul de dispunere al niturilor $D_0 = 100$ mm, iar materialul niturilor este OL 37.

Rezolvare:

Grosimea coroanei dinţate, în porţiunea de îmbinare, fiind de 6 mm se aleg — conform tabelului AI-1 — nituri cu diametrul $d = 12$ mm; găurile pentru nituri vor avea diametrul $d_1 = 13$ mm; pasul nituirii $t \approx 2{,}7 d_1 = 2{,}7 \cdot 13 \approx 35$ mm.

Se determină numărul de nituri:

$$z = \frac{\pi D_0}{t} = \frac{3{,}14 \cdot 10}{3{,}5} \approx 9 \text{ nituri.}$$

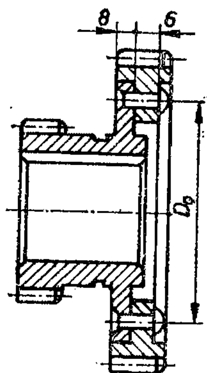


Fig. 3

Forţa totală care solicită niturile la forfecare:

$$F = \frac{2M_t}{D_0} = \frac{2 \cdot 95500\, P}{D_0 n} = \frac{2 \cdot 95500 \cdot 20}{10 \cdot 100} = 3820 \text{ daN}$$

forţa pe un nit fiind:

$$F_1 = \frac{F}{z} = \frac{3820}{9} = 424 \text{ daN}.$$

Se verifică nitul la forfecare:

$$\tau_f = \frac{4F_1}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 424}{3{,}14 \cdot 1{,}3^2} = 320 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} =$$

$$= 1400 \text{ daN/cm}^2 \text{ (v. tabelul AII-2).}$$

4 Guseul unei grinzi — de la o construcţie metalică — este fixat de un stîlp prin şase nituri dispuse ca în fig. 4. Asupra guseului acţionează o forţă $F = 8100$ daN, la distanţa $l = 230$ mm, care se transmite stîlpului prin intermediul niturilor. Să se verifice îmbinarea dintre guseu şi stîlp, niturile folosite fiind cu cap semirotund, cu diametrul $d = 22$ mm (STAS797-67), confecţionate din OL 37.

Rezolvare:

În funcţie de diametrul $d = 22$ mm, rezultă diametrul găurii de nit $d_1 = 23$ mm. Pasul nituirii (v. tabelul AI-1):

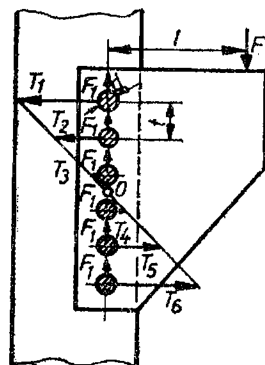
$$t = 3d_1 = 3 \cdot 23 = 69 \text{ mm.}$$

Pe fiecare nit vor acţiona cîte două forţe (v. fig. 4):

— *o forţă verticală*, care se consideră aceeaşi pentru fiecare nit, deci:

$$F_1 = \frac{F}{6} = \frac{8100}{6} = 1350 \text{ daN};$$

— *o forţă orizontală* T, care trebuie să echilibreze momentul forţei F în raport cu punctul O. Se consideră că valoarea forţei orizontale este proporţională cu distanţa de la nit la punctul O. Se scrie ecuaţia de momente în raport cu punctul O (forţele $T_1 - T_6$; $T_2 - T_5$; $T_3 - T_4$ — formează cupluri de forţe):



ig. 4

$$5tT_1 + 3tT_2 + tT_3 = Fl.$$

Din triunghiurile formate de forţele orizontale, se mai poate scrie:

$$\begin{cases} \frac{T_3}{T_2} = \frac{1}{3}; \\ \frac{T_2}{T_1} = \frac{3}{5}, \end{cases} \quad \text{de unde:} \quad \begin{cases} T_2 = 3T_3; \\ T_1 = \frac{5}{3} T_2 = 5T_3. \end{cases}$$

Înlocuind în ecuaţia de momente, se obţine:

$$25tT_3 + 9tT_3 + tT_3 = Fl,$$

de unde:

$$T_3 = \frac{Fl}{35t} = \frac{8100 \cdot 23}{35 \cdot 6{,}9} = 771{,}4 \text{ daN};$$

$$T_2 = 3T_3 = 3 \cdot 771{,}4 = 2314 \text{ daN};$$

$$T_1 = 5T_3 = 5 \cdot 771{,}4 = 3857 \text{ daN}.$$

Se constată că niturile cele mai solicitate sînt niturile 1 şi 6, asupra acestora acţionînd forţa:

$$R = \sqrt{F_1^2 + T_1^2} = \sqrt{1350^2 + 3857^2} \approx 4085 \text{ daN}.$$

Se verifică niturile la forfecare:

$$\tau_f = \frac{4R}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 4085}{3{,}14 \cdot 2{,}3^2} \approx 984 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = 1400 \text{ daN/cm}^2$$ (v. tabelul AII-2),

deci niturile rezistă.

5 Să se determine forţa maximă F ce poate fi preluată de cele şase nituri cu care este realizată îmbinarea din fig. 5; niturile sînt executate din OL 34, STAS 500-68.

Rezolvare:

Ţinînd seama de grosimea celor două piese care se asamblează, se alege diametrul nitului $d = 20$ mm. Din STAS 797-67 rezultă diametrul D al capului nitului, egal cu 30 mm. Diametrul găurii de nit $d_1 = 21$ mm.

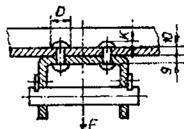


Fig. 5

Se adoptă $\sigma_{at} = 1000$ daN/cm², calculîndu-se forţa maximă ce poate fi preluată de îmbinare, din solicitarea la întindere a niturilor:

$$F = \frac{\pi z d_1^2}{4} \sigma_{at} = \frac{3{,}14 \cdot 6 \cdot 2{,}1^2}{4} \cdot 1000 = 20771 \text{ daN}.$$

Se verifică capul nitului la strivire:

$$\sigma_s = \frac{4F}{z\pi(D^2 - d_1^2)} = \frac{4 \cdot 20771}{6 \cdot 3{,}14(3^2 - 2{,}1^2)} \approx 961 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 2800 \text{ daN/cm}^2.$$

Se verifică capul nitului la forfecare:

$$\tau_f = \frac{F}{z\pi d_1 K} = \frac{20771}{6 \cdot 3{,}14 \cdot 2{,}1 \cdot 0{,}735} = 714 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = 1200 \text{ daN/cm}^2,$$

unde: $K = 0{,}35\, d_1 = 0{,}35 \cdot 2{,}1 = 0{,}735$ cm.

6 Să se aleagă şi să se calculeze nituirea de rezistenţă — etanşare a unui cazan de aburi cu diametrul $D = 800$ mm, avînd presiunea interioară $p = 6$ daN/cm². Cazanul este confecţionat din tablă de oţel R 37 STAS 2883/2-76 şi este supus unei temperaturi $t < 250$°C.

Rezolvare:

Se alege tipul nituirii:

$$\frac{pD}{2} = \frac{6 \cdot 80}{2} = 240 \text{ daN/cm — pentru cusătura longitudinală;}$$

$$\frac{pD}{4} = \frac{6 \cdot 80}{4} = 120 \text{ daN/cm — pentru cusătura transversală.}$$

Din tabelul AI-2, se alege — în funcţie de rapoartele $\frac{pD}{2}$ şi $\frac{pD}{4}$ — o cusătură longitudinală, respectiv o cusătură transversală, formate dintr-un singur rînd de nituri şi cu o singură secţiune de forfecare (fig. 6).

Se determină grosimea tablei (v. tabelul 2):

$$s = \frac{pD}{2\varphi\sigma'_{at}} + a = \frac{6 \cdot 80}{2 \cdot 0,6 \cdot 760} + 0,2 = 0,725 \text{ cm},$$

unde: $\varphi = 0,6$ — v. tabelul AI-2; $\sigma'_{at} = \frac{\sigma_r}{c_r} = \frac{3600}{4,75} \approx 760$ daN/cm² (v. tabelele AII-3, AII-4 și AII-5). Se alege $s = 8$ mm.

Se determină parametrii nituirii (v. tabelul AI-2):

— diametrul nitului

$d = s + 0,8 = 0,8 + 0,8 = 1,6$ cm — care este conform STAS 797-67, rezultînd diametrul găurii de nit $d_1 = 1,7$ cm;

— pasul nituirii

$$t = 2d_1 + 0,8 = 2 \cdot 1,7 + 0,8 = 4,2 \text{ cm};$$

— distanțele pînă la marginea tablei

$$e = 1,5d_1 = 1,5 \cdot 1,7 = 2,55 \text{ cm}.$$

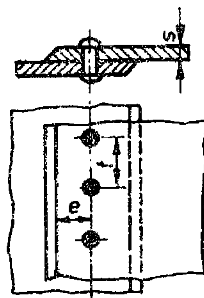


Fig. 6

Se verifică la tracțiune porțiunea cusăturii longitudinale (v. tabelul 2):

$$\sigma'_t = \frac{pD}{2\varphi(s-a)} = \frac{6 \cdot 80}{2 \cdot 0,6(0,8-0,2)} = 667 \text{ daN/cm}^2 < \sigma'_{at} = 760 \text{ daN/cm}^2.$$

Se verifică, la forfecare, niturile din cusătura longitudinală (v. tabelul 2):

$$\tau_f = \frac{pDt}{2(\Sigma in)_t \frac{\pi}{4} d_1^2} = \frac{6 \cdot 80 \cdot 4,2}{2 \cdot 1 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 1,7^2} = 445 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af},$$

$$\tau_{af} = 0,2\sigma_r = 0,2 \cdot 3600 = 720 \text{ daN/cm}^2.$$

Se verifică rezistența la alunecare (pentru cusătura longitudinală):

$$K_n = \frac{pDt}{2i_{pl}\frac{\pi}{4} d_1^2} = \frac{6 \cdot 80 \cdot 4,2}{2 \cdot 1 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 1,7^2} = 445 \text{ daN/cm}^2 < K_{na} = 650 \text{ daN/cm}^2$$

(v. tabelul AI-2).

Verificarea cusăturii transversale:

$$\sigma'_t = \frac{pD}{4\varphi(s-a)} = \frac{6 \cdot 80}{4 \cdot 0,6(0,8-0,2)} = 333 \text{ daN/cm}^2 < \sigma'_{at} = 760 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\tau_f = \frac{P_A}{i_{tot}\, n \frac{\pi}{4} d_1^2} = \frac{30144}{60 \cdot 1 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 1,7^2} = 221 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = 720 \text{ daN/cm}^2,$$

unde :

$$P_A = \frac{\pi D^2}{4} p = \frac{3{,}14 \cdot 80^2}{4} \cdot 6 = 30144 \text{ daN} ; \; i_{tot} = i_1 m = 60 \cdot 1 = 60 \text{ nituri} ;$$

$$i_1 = \frac{\pi D}{t} = \frac{3{,}14 \cdot 80}{4{,}2} = 60 \text{ nituri} ;$$

$$K_n = \frac{pDt}{4 i_{ptr} \frac{\pi}{4} d_1^2} = \frac{6 \cdot 80 \cdot 4{,}2}{4 \cdot 1 \cdot \frac{3{,}14}{4} \cdot 1{,}7^2} = 222 \text{ daN/cm}^2 < K_{na} = 650 \text{ daN/cm}^2.$$

7 Să se determine numărul necesar de nituri, pentru îmbinarea din fig. 7, care să poată prelua o forță F=3250 daN. Se cunoaște grosimea tablelor s = 8 mm și a ecliselor s_1 = 6 mm. Niturile și tablele sînt executate din OL 34, găurile de nit fiind obținute prin poansonare.

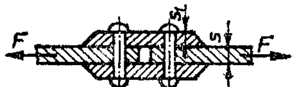


Fig. 7

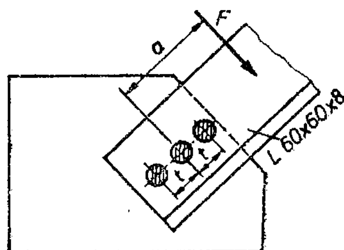


Fig. 8

8 Să se verifice cele trei nituri, cu d = 16 mm, care fixează o traversă din profil L 60×60×8—pe un guseu cu grosimea s=10 mm (fig. 8). Forța care acționează asupra traversei este F = 630 daN, distanța a = 250 mm, iar pasul t = 45 mm.

9 Nodul consolei din fig. 9 este solicitat de următoarele tensiuni : A_1 = 14700 daN ; V_1=40800 daN ; A_2= 8500 daN. Să se calculeze : efortul unitar de forfecare τ_f, efortul unitar de strivire σ_s și efortul unitar de întindere σ_t', pentru cele trei îmbinări.

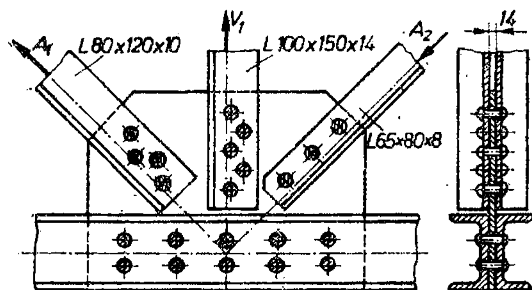


Fig. 9

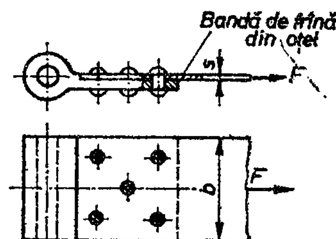


Fig. 10

10 Pentru fixarea unei benzi de frînă se folosesc cinci nituri (fig. 10). Să se calculeze diametrul d al niturilor și lățimea minimă b a benzii, cunoscînd : F = 1200 daN, s = 2 mm, τ_{af} = 1200 daN/cm² și σ_{at}' = 2000 daN/cm².

11 Consola din figura 11 este solicitată de forța $F = 800$ daN. Să se verifice dacă îmbinarea nituită este corespunzător dimensionată. Pentru aceasta se cere să se calculeze : forța repartizată pe un nit ; efortul unitar de forfecare τ_f din nit ; efortul unitar de strivire σ_s dintre nit și peretele găurii de nit. Se cunosc : $d_1 = 21$ mm, $l = 750$ mm, $s = 19{,}5$ mm, $h = 74$ mm.

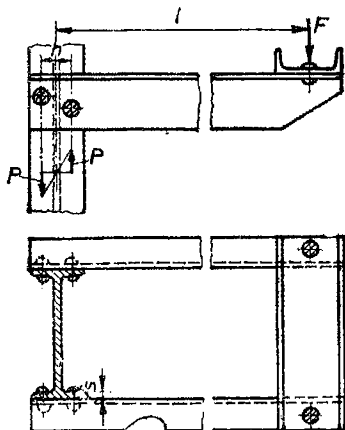


Fig. 11

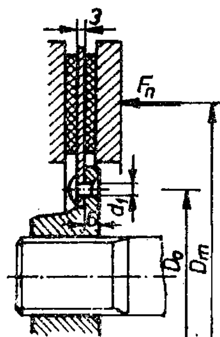


Fig. 12

12 Discul de frînă — reprezentat în figura 12 — cu două suprafețe de frecare, este presat cu o forță normală $F_n = 2450$ daN. La această forță, se produce frînarea, coeficientul de frecare fiind $\mu = 0{,}3$. Să se calculeze : momentul de frecare maxim M_f ; forța F transmisă niturilor dispuse pe diametrul $D_0 = 70$ mm ; diametrul celor opt nituri folosite la îmbinarea discului de frînă cu butucul șaibei ; să se verifice nituirea, știind că niturile sînt din OL 34, STAS 500-68. Se mai cunoaște $D_m = 130$ mm.

13 Să se calculeze nituirea de rezistență-etanșare, longitudinală, a unui cazan cu aburi (v. fig. 6), alegînd mai multe variante de cusături. Se cunosc : $D = 1500$ mm și $p = 12$ daN/cm². Cazanul este confecționat din tablă de oțel R37, STAS 2883/2-76, funcționînd la o temperatură $t < 250$°C.

2

ÎMBINĂRI SUDATE

Îmbinările sudate sînt îmbinări nedemontabile, bazate pe forțele de coeziune intermoleculară dintre materialele pieselor de îmbinat.

În construcția de mașini, sudarea se folosește pentru realizarea unor organe de mașini compuse, ca de exemplu: roți dințate, roți de transmisie, arbori cotiți, diverse pîrghii, carcase de reductoare, batiuri, plăci de fundație, corpurile unor lagăre de alunecare etc.

NOTAȚII FOLOSITE

a	— înălțimea cordonului de sudură;
d	— diametrul punctului de sudură;
e_1, e_2	— distanțele de la suportul forței care solicită îmbinarea, pînă la cordoanele de sudură laterale, în cazul sudării unui cornier pe un guseu;
e, e'	— distanțele, în direcție axială și, respectiv, transversală, de la punctele marginale de sudură la marginea tablei;
F, T	— forța axială, respectiv forța tăietoare care solicită îmbinarea sudată;
F_{cap}	— forța pe care o poate prelua îmbinarea sudată (forța capabilă);
l, l_s	— lungimea totală, respectiv lungimea de calcul a cordonului de sudură, pentru sudura cap la cap și de colț frontală;
l_1, l_{1s}	— lungimea totală, respectiv lungimea de calcul a cusăturii de colț laterală;
l_1, l_2, l_{1s}, l_{2s}	— lungimile totale, respectiv lungimile de calcul ale cordoanelor laterale, la sudarea unui cornier de un guseu;
M_t, M_i	— momentul de torsiune, respectiv momentul încovoietor care solicită îmbinarea sudată;
n	— numărul punctelor de sudură;
s	— grosimea celei mai subțiri table;
t, t'	— pasul, în direcție axială și, respectiv, transversală, la sudura prin puncte;
W_s, W_{ps}	— modulul de rezistență axial, respectiv polar al sudurii;

σ_{at}	—	rezistenţa admisibilă, la tracţiune, a materialului de bază;
σ_{ts}, σ_{ats}	—	efortul unitar efectiv de tracţiune, respectiv rezistenţa admisibilă la tracţiune a cordonului de sudură;
τ_{ts}, τ_{ats}	—	efortul unitar efectiv de torsiune, respectiv rezistenţa admisibilă la torsiune a sudurii;
τ_{fs}, τ_{afs}	—	efortul unitar efectiv de forfecare (mediu), respectiv rezistenţa admisibilă la forfecare a cordonului de sudură;
$\tau_{tot\,s}$, σ_{es}	—	efortul unitar total, respectiv efortul unitar echivalent din cordonul de sudură.

PRINCIPII ŞI RELAŢII DE CALCUL

În general, îmbinările sudate se proiectează din condiţia de egală rezistenţă a cusăturii şi a elementelor îmbinate. Datorită complexităţii solicitărilor, calculul cusăturilor sudate este un *calcul convenţional.*

Calculul de rezistenţă al sudurilor cap la cap se efectuează, de regulă, în funcţie de secţiunea nominală a elementelor îmbinate, neluîndu-se în considerare îngroşarea cusăturilor; se poate admite o repartiţie uniformă a eforturilor unitare în secţiunea cusăturii sudate.

La sudurile de colţ, se consideră că ruperea cusăturii are loc după secţiunea minimă — planul care conţine bisectoarea unghiului drept (fig. 13).

Eforturile unitare reale nefiind uniform repartizate, sudura de colţ reprezintă un important concentrator de eforturi; valoarea efortului unitar admisibil se limitează la valoarea rezistenţei admisibile la forfecare τ_{afs}, indiferent de tipul cusăturii de colţ şi de solicitare. La sudurile de colţ combinate — pentru simplificarea calculelor — se admite că sarcina se repartizează proporţional cu lungimea cordoanelor, deşi sudura frontală — mai rigidă — este solicitată mai mult.

Ca urmare a imperfecţiunilor tehnologice ale capetelor cusăturii — datorate amorsării şi stingerii arcului electric — lungimea cordonului se ia mai mare decît lungimea rezultată din calcul: $l = l_s + 2s$, la sudura cap la cap şi $l_s = l + 2a$, la sudura de colţ.

Relaţiile de calcul, pentru cazurile principale de solicitare a îmbinărilor sudate cap la cap, sînt redate în tabelul 3, pentru sudurile prin suprapunere — în tabelul 4, iar pentru sudurile în T şi prin puncte — în tabelul 5.

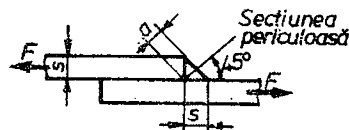


Fig. 13

Rezistenţele admisibile ale cusăturilor sudate — la solicitări statice — se aleg în funcţie de rezistenţa admisibilă, la tracţiune, a materialului de bază (v. tabelul AII-6), adică materialul pieselor îmbinate.

14 Să se calculeze forţa care poate fi preluată de o îmbinare — dintre două table — realizată prin sudură cap la cap. Se cunosc: lăţimea tablelor l=120 mm, grosimea s=8 mm, materialul tablelor OL 37 (σ_{at}= = 1400 daN/cm²).

Tabelul 3

Relațiile pentru calculul sudurilor cap la cap [12, 13, 27, 47]

Schema de calcul a îmbinării	Relațiile de calcul
	$\sigma_{ts} = \frac{F}{l_s s} \leqslant \sigma_{ats}$; $l_s = \frac{F}{s\sigma_{ats}}$; $l = l_s + 2s$
	$\sigma_{is} = \pm \frac{M_i}{W_s} = \pm \frac{M_i}{\frac{sl_s^2}{6}} \leqslant \sigma_{ais}$; $l_s = \sqrt{\frac{6M_i}{s\sigma_{ais}}}$; $l = l_s + 2s.$
	$\tau_{fs} = \frac{T}{sl_s} \leqslant \tau_{afs}$; $l_s = \frac{T}{s\tau_{afs}}$; $\tau_{fs\ max} = \frac{3}{2}\tau_{fs}$; $l = l_s + 2s.$
	$\tau_{ts} = \frac{M_t}{W_p} = \frac{M_t}{\frac{\pi d^3}{16}} \leqslant \tau_{ats}.$

Tabelul 4

Relațiile de calcul pentru sudurile prin suprapunere [12, 13, 27, 47]

Tipul sudurii	Schema de calcul a îmbinării	Relațiile de calcul
		$\tau_{fs} = \frac{F}{2 \cdot 0{,}7sl_{1s}} \leqslant \tau_{afs}$; $a = 0{,}7s$ — cusătură dreaptă ; $a = 0{,}5s$ — cusătură concavă ; $a = s$ — cusătură convexă. $l_{1s} = \frac{F}{1{,}4s\tau_{afs}}$; $l_1 = l_{1s} + 2a$; $l_{1max} \leqslant 50a$ (STAS 763-66).

Tipul sudurii	Schema de calcul a îmbinării	Relațiile de calcul
Sudură de colț bilaterală		$F_1 = \frac{e_2}{e_1 + e_2} F$; $F_2 = \frac{e_1}{e_1 + e_2} F$; $l_{1s} = \frac{F_1}{0,7s\tau_{afs}}$; $l_{2s} = \frac{F_2}{0,7s\tau_{afs}}$; $l_1 = l_{1s} + 2a$; $l_2 = l_{2s} + 2a$
		$P = \frac{M_i}{l + s}$; $\tau_{fs} = \frac{P}{0,7s\, l_{1s}} \leqslant \tau_{afs}$: $l_{1s} = \frac{P}{0,7s\tau_{afs}}$; $l_1 = l_{1s} + 2a$.
		$\tau_{tot\, s} = \frac{F}{1,4s\, l_{1s}} + \frac{M_i}{0,7s\, l_{1s}(l + s)} \leqslant \tau_{afs}$; $l_{1s} = \left[\frac{F}{1,4s} + \frac{M_i}{0,7s\,(l + s)}\right] \cdot \frac{1}{\tau_{afs}}$; $l_1 = l_{1s} + 2a$.
Sudură de colț bifrontală		$\tau_{fs} = \frac{F}{1,4s\, l_s} \leqslant \tau_{afs}$; $l_s = \frac{F}{1,4s\, \tau_{afs}}$; $l = l_s + 2a$.
		$P = \frac{M_i}{l_1 + s}$; $\tau_{fs} = \frac{P}{0,7s\, l_s} = \frac{M_i}{0,7s\, l_s\,(l_1 + s)} \leqslant \tau_{afs}$; $l_s = \frac{M_i}{0,7s\,(l_1 + s)\tau_{afs}}$; $l = l_s + 2a$; $l_{min} \geqslant$ $\geqslant 4s$, dar minim 40 mm.

Tabelul 4 (continuare)

Tipul sudurii	Schema de calcul a îmbinării	Relațiile de calcul
Sudură de colț combinată		$\tau_{tot\,s} = \frac{F}{1{,}4s\,l_s} + \frac{M_i}{0{,}7s\,l_s\,(l_1+s)} \leqslant \tau_{afs}$; $l_s = \left[\frac{F}{1{,}4s} + \frac{M_i}{0{,}7s\,(l_1+s)}\right] \cdot \frac{1}{\tau_{afs}}$; $l = l_s + 2a$.
		$\tau_{fs} = \frac{F}{0{,}7s\,\Sigma\,l_s} \leqslant \tau_{afs}$; $\Sigma\,l_s = \frac{F}{0{,}7s\,\tau_{afs}}$; $\Sigma l = \Sigma l_s + 2a = 2l_1 + l$.
		$\tau_{fs} = \frac{M_i}{0{,}7s\,l_{1s}\,(l+s) + \frac{0{,}7\,l_s^2 s}{6}} \leqslant \tau_{afs}$; $l_{1s} = \frac{M_i}{0{,}7s\,(l+s)\tau_{afs}} - \frac{l_s^2}{6\,(l+s)}$; $l_1 = l_{1s} + a$.

Tabelul 5

Relațiile de calcul pentru sudurile în T și prin puncte [12, 13, 27, 47]

Tipul sudurii	Schema de calcul a îmbinării	Relațiile de calcul
		$\sigma_{ts} = \frac{F}{s\,l_s} \leqslant \sigma_{ats}$; $l = l_s + 2s$.

Tipul sudurii	Schema de calcul a îmbinării	Relațiile de calcul
Sudură în T		$\tau_{fs} = \frac{F}{s\,l_s}$; $\sigma_{is} = \pm \frac{M_i}{W_s} = \frac{FL}{\frac{l_s s^2}{6}}$; $\sigma_{es} = \sqrt{\tau_{fs}^2 + \sigma_{is}^2} \leqslant \sigma_{as} = \lvert \tau_{afs} \rvert$; $l = l_s + 2s.$
		$\tau_{fs} = \frac{F}{2 l_s a} \leqslant \tau_{afs}$; $l_s = \frac{F}{2a\,\tau_{afs}}$; $l = l_s + 2a.$
		$\sigma_{is} = \frac{M_i}{W_s} = \frac{FL}{\frac{\frac{l_s(s+2a)^3}{12} - \frac{l_s s^3}{12}}{\frac{s}{2} + a}}$; $\tau_{fs} = \frac{F}{2a\,l_s}$; $\sigma_{es} = \sqrt{\sigma_{is}^2 + \tau_{fs}^2} \leqslant \sigma_{as} = \lvert \tau_{afs} \rvert$; $l = l_s + 2a.$
		$\tau_{st} = \frac{M_t}{W_{ps}} = \frac{M_t}{\frac{\frac{\pi}{32}(d+2a)^4 - \frac{\pi}{32}d^4}{\frac{d+2a}{2}}} \leqslant \tau_{ats}$; sau $\tau_{fs} = \frac{F}{A_s} = \frac{M_t}{\frac{d+a}{2}} \cdot \frac{1}{\pi(d+a)a} \leqslant \tau_{afs}$ (calcul aproximativ).

Tipul sudurii	Schema de calcul a îmbinării	Relațiile de calcul
Sudură prin puncte	F d s F e' t e' F F e t e	$d = 1{,}2s + 4\ mm$, cînd $s \leqslant 3$ mm; $d = 1{,}5s + 5\ mm$, cînd $s > 3$ mm; $t_{min} = 3d$, la sudarea a două piese; $t_{min} = 4d$, la sudarea a trei piese; $e = (2{,}5\ldots4)\ d$; $e' = (2\ldots4)\ d$; $\tau_{fs} = \dfrac{F}{\dfrac{\pi d^2}{4} n} \leqslant \tau_{afs}$.

Rezolvare :

Se calculează lungimea de calcul a cordonului de sudură (v. tabelul 3) :

$$l_s = l - 2s = 12 - 2 \cdot 0{,}8 = 10{,}4\ \text{cm},$$

obținîndu-se aria secțiunii cordonului de sudură :

$$A_s = sl_s = 0{,}8 \cdot 10{,}4 = 8{,}32\ \text{cm}^2.$$

Forța capabilă :

$$F_{cap} = A_s \sigma_{at\,s} = 8{,}32 \cdot 1120 = 9318\ \text{daN},$$

unde : $\sigma_{at\,s} = 0{,}8 \cdot 1400 = 1120$ daN/cm², conform tabelului AII-6.

15 Să se dimensioneze, din condiția de egală rezistență, îmbinarea prin sudură de colț bilaterală dintre un tirant și un guseu. Se cunosc : lățimea tirantului $l = 100$ mm, grosimea tirantului $s = 10$ mm, materialul din care sînt confecționate piesele îmbinate OL 37, cu $\sigma_{at} = 1400$ daN/cm².

Rezolvare :

Forța care poate fi preluată de tirant :

$$F = ls\sigma_{at} = 10 \cdot 1 \cdot 1400 = 14\ 000\ \text{daN}.$$

Lungimea de calcul necesară a unui cordon de sudură (v. tabelul 4) :

$$l_{1s} = \frac{F}{2 \cdot 0{,}7s\tau_{afs}} = \frac{14\ 000}{2 \cdot 0{,}7 \cdot 1 \cdot 910} = 11\ \text{cm},$$

unde : $\tau_{afs} = 0{,}65\sigma_{at} = 0{,}65 \cdot 1400 = 910$ daN/cm² (v. tabelul AII-6).

Lungimea totală a unui cordon:

$$l_1 = l_{1s} + 2 \cdot 0{,}7s = 11 + 2 \cdot 0{,}7 \cdot 1 = 12{,}4 \text{ cm.}$$

16 Să se calculeze — din condiția de egală rezistență — îmbinarea, dintre două profile U și un guseu, obținută prin sudură de colț bilaterală (fig. 14). Se cunosc: $F = 25\,000$ daN, $s = 8$ mm, materialul pieselor îmbinate OL 37, cu $\sigma_{at} = 1400$ daN/cm².

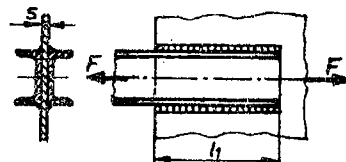


Fig. 14

Rezolvare:

Aria necesară a secțiunii profilelor:

$$A_{nec} = \frac{F}{\sigma_{at}} = \frac{25\,000}{1400} = 17{,}9 \text{ cm}^2,$$

alegîndu-se profile $U\ 6\frac{1}{2}$, STAS 564-71, cu $A = 9{,}03$ cm².

Lungimea de calcul a unui cordon de sudură (v. tabelul 4) este:

$$l_{1s} = \frac{F}{2 \cdot 1{,}4 s \tau_{afs}} = \frac{25000}{2 \cdot 1{,}4 \cdot 0{,}8 \cdot 910} = 12{,}3 \text{ cm},$$

unde: $\tau_{afs} = 0{,}65\ \sigma_{at} = 0{,}65 \cdot 1400 = 910$ daN/cm² (v. tabelul AII-6).

Lungimea reală a unui cordon de sudură:

$$l_1 = l_{1s} + 2a = 12{,}3 + 2 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}8 \approx 13{,}4 \text{ cm.}$$

Raportul $l_1/a = 13{,}4/0{,}7 \cdot 0{,}8 = 24 < 50$, lungimea cordonului de sudură respectînd recomandările din STAS 763-66.

17 O placă — cu secțiunea 100×10 mm — este sudată de o altă placă, ca în figura 15. Îmbinarea este solicitată de o forță axială $F = 9000$ daN. Să se dimensioneze îmbinarea, lungimea de suprapunere fiind $l_1 = 75$ mm, iar materialul plăcilor OL 37.

Rezolvare:

Lungimea de calcul a cordoanelor de sudură (v. tabelul 4):

$$\Sigma l_s = \frac{F}{0{,}7 s \tau_{afs}} = \frac{9000}{0{,}7 \cdot 1 \cdot 910} \approx 14{,}2 \text{ cm},$$

unde: $\tau_{afs} = 0{,}65\ \sigma_{at} = 0{,}65 \cdot 1400 = 910$ daN/cm² (v. tabelul AII-6).

Lungimea totală a cordoanelor de sudură — ținînd seama și de sudura executată într-o decupare a tablei superioare (v. fig. 15) — este:

$$\Sigma l = \Sigma l_s + 4 \cdot 2\ a = 14{,}2 + 4 \cdot 2 \cdot 0{,}7 = 19{,}8 \text{ cm};$$

$$\Sigma l = 2(l_1 + x),$$

de unde $x = \frac{1}{2}\Sigma l - l_1 = \frac{1}{2} \cdot 19{,}8 - 7{,}5 = 2{,}4$ cm.

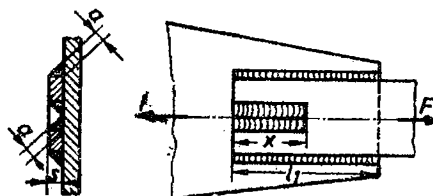


Fig. 15

18 Să se dimensioneze îmbinarea prin sudură de colţ — dintre o platbandă şi două profile L cu aripi egale (fig. 16) — cunoscînd forţa care acţionează asupra îmbinării $F = 25000$ daN şi materialul pieselor OL 37.

Rezolvare :

Se determină — din condiţia de rezistenţă la tracţiune — secţiunea necesară pentru un cornier :

$$A = \frac{F}{2\sigma_{at}} = \frac{25\,000}{2 \cdot 1400} = 8{,}928 \text{ cm}^2.$$

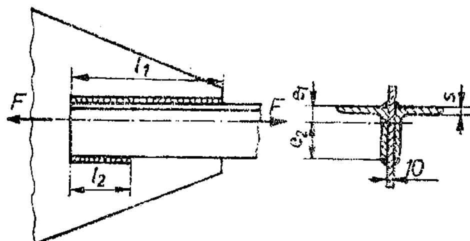


Fig. 16

Din STAS 424-71, se alege profilul $L\ 60 \times 60 \times 8$, cu aria secţiunii $A = 9{,}03$ cm² şi $e_1 = 1{,}77$ cm.

Forţele care acţionează în cordoanele de sudură se determină din condiţia necesară pentru evitarea solicitării suplimentare de încovoiere; în acest caz, rezultanta forţelor acţionează pe direcţia axei neutre a profilului (v. şi tabelul 4) :

$$F_1 = F\frac{e_2}{e_1 + e_2} = 25\,000\frac{4{,}23}{6} = 17\,625 \text{ daN}; \quad F_2 = F\frac{e_1}{e_1 + e_2} =$$

$$= 25\,000\frac{1{,}77}{6} = 7375 \text{ daN}.$$

Lungimile de calcul ale cordoanelor de sudură :

$$l_{1s} = \frac{F_1}{2 \cdot 0{,}7\, s\, \tau_{afs}} = \frac{17\,625}{2 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}8 \cdot 910} = 17{,}3 \text{ cm}; \quad l_{2s} = \frac{F_2}{2 \cdot 0{,}7\, s\, \tau_{afs}} =$$

$$= \frac{7375}{2 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}8 \cdot 910} = 7{,}2 \text{ cm}.$$

Lungimile totale ale cordoanelor :

$$l_1 = l_{1s} + 2a = 17{,}3 + 2 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}8 = 18{,}4 \text{ cm}; \quad l_2 = l_{2s} + 2a = 7{,}2 +$$

$$+ 2 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}8 = 8{,}3 \text{ cm}.$$

19 Să se dimensioneze îmbinarea prin sudură de colţ bilaterală dintre două table. Se cunosc : momentul încovoietor din planul îmbinării $M_i = 7500$ daN·cm, lăţimea tablei superioare $l = 100$ mm, grosimea plăcii mai subţiri $s = 6$ mm; materialul tablelor este OL 37.

Rezolvare :

Înălţimea triunghiului de sudură :

$$a = 0{,}7s = 0{,}7 \cdot 6 \approx 4 \text{ mm.}$$

Lungimea de calcul necesară a unui cordon de sudură (v. tabelul 4) :

$$l_{1s} = \frac{M_i}{0{,}7s(l+s)\tau_{afs}} = \frac{7500}{0{,}7 \cdot 0{,}6(10+0{,}6)910} = 1{,}85 \text{ cm},$$

lungimea totală a unui cordon de sudură fiind

$$l_1 = l_{1s} + 2a = 1{,}85 + 2 \cdot 0{,}4 = 2{,}65 \text{ cm}.$$

20 Să se calculeze îmbinarea prin sudură de colţ bilaterală dintre două table. Se cunosc : forţa axială care solicită îmbinarea $F = 1000$ daN, momentul încovoietor care acţionează în planul îmbinării $M_i = 8000$ daN · cm, grosimea tablelor $s = 4$ mm, lăţimea tablei superioare $l = 100$ mm şi materialul tablelor OL 37.

Rezolvare :

Lungimea de calcul a cordonului de sudură (v. tabelul 4) :

$$l_{1s} = \left[\frac{F}{1{,}4s} + \frac{M_i}{0{,}7s(l+s)}\right] \cdot \frac{1}{\tau_{afs}} = \left[\frac{1000}{1{,}4 \cdot 0{,}4} + \right.$$

$$\left. + \frac{8000}{0{,}7 \cdot 0{,}4(10+0{,}4)}\right]\frac{1}{910} \approx 5 \text{ cm},$$

iar lungimea totală a cordonului de sudură este :

$$l_1 = l_{1s} + 2a = 5 + 2 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}4 \approx 5{,}6 \text{ cm}.$$

21 Să se verifice sudura de colţ bifrontală dintre două table, avînd lungimea de suprapunere $l_1 = 120$ mm, lăţimea tablei superioare $l = 100$ mm, grosimea minimă $s = 8$ mm. Îmbinarea este solicitată de un moment încovoietor $M_i = 36000$ daN · cm, piesele fiind executate din OL 37.

Rezolvare :

Forţa care solicită un cordon de sudură (v. tabelul 4) :

$$P = \frac{M_i}{l_1 + s} = \frac{36000}{12 + 0{,}8} = 2812 \text{ daN}.$$

Efortul de forfecare din cordonul de sudură:

$$\tau_{fs} = \frac{P}{0,7s\, l_s} = \frac{2812}{0,7 \cdot 0,8 \cdot 9} = 558 \ \text{daN/cm}^2 < \tau_{af\,s} = 910 \ \text{daN/cm}^2,$$

unde:

$$l_s = l - 2a = 10 - 2 \cdot 0,7 \cdot 0,8 \approx 9 \ \text{cm}.$$

22 Să se verifice îmbinarea prin sudură combinată (v. tabelul 4) dintre două platbande solicitate de un moment încovoietor $M_i = 125000$ daN · cm. Se cunosc: grosimile platbandelor $s = 10$ mm, lungimea de suprapunere $l_1 = 150$ mm, lăţimea platbandei superioare $l = 120$ mm.

Rezolvare:

Înălţimea cordonului de sudură:

$$a = 0,7s = 0,7 \cdot 10 = 7 \ \text{mm}.$$

Lungimea de calcul a cordoanelor laterale de sudură:

$$l_{1s} = l_1 - a = 150 - 7 = 143 \ \text{mm}.$$

Efortul unitar maxim din sudură:

$$\tau_{fs} = \frac{M_i}{0,7sl_{1s}(l+s) + \frac{0,7\, l^2 s}{6}} = \frac{125\,000}{0,7 \cdot 1 \cdot 14,3(12+1) + \frac{0,7 \cdot 12^2 \cdot 1}{6}} =$$

$$= 851 \ \text{daN/cm}^2 < \tau_{af\,s} = 910 \ \text{daN/cm}^2.$$

23 Să se verifice îmbinarea prin sudură dintre un profil $T5$ şi un guseu (fig. 17), materialul profilului şi al guseului fiind OL 37.

Rezolvare:

Înălţimea cordoanelor de sudură:

$$a = 0,7s = 0,7 \cdot 6 = 4,2 \ \text{mm};$$

se adoptă $a = 4$ mm.

Poziţia centrului de greutate al secţiunii:

$$y_G = \frac{\sum y_i A_i}{\sum A_i} = \frac{\left(L - \frac{l}{2} + \frac{a}{2}\right)(b - 2a)a}{(b - 2a)a + 2(l - 2a)a} =$$

$$= \frac{\left(25 - \frac{15}{2} + \frac{0,4}{2}\right)(5 - 2 \cdot 0,4)0,4}{(5 - 2 \cdot 0,4)0,4 + 2(15 - 2 \cdot 0,4)0,4} = 2,23 \ \text{cm};$$

$$y_1 = y_G + \frac{l}{2} - a = 2{,}23 + \frac{15}{2} - 0{,}4 = 9{,}33 \text{ cm};$$

$$y_2 = L - \frac{l}{2} + a - y_G = 25 - \frac{15}{2} + 0{,}4 - 2{,}23 = 15{,}67 \text{ cm};$$

$y_2 > y_1$, rezultînd $y_2 = y_{max}$.

Momentul de inerție, respectiv modulul de rezistență al secțiunii cusăturii au valorile:

$$I_z = 2\frac{a(l-2a)^3}{12} + 2a(l-2a)y_G^2 + \frac{(b-2a)a^3}{12} + (b-2a)a\left(L - \frac{l}{2} + \frac{a}{2} + y_G\right)^2 = 2\frac{0{,}4(15-2\cdot 0{,}4)^3}{12} + 2\cdot 0{,}4(15-2\cdot 0{,}4)\cdot 2{,}23^2 + \frac{(5-2\cdot 0{,}4)0{,}4^3}{12} + (5 - 2\cdot 0{,}4)\cdot 0{,}4\left(25 - \frac{15}{2} + \frac{0{,}4}{2} + 2{,}23\right)^2 \approx 645 \text{ cm}^4.$$

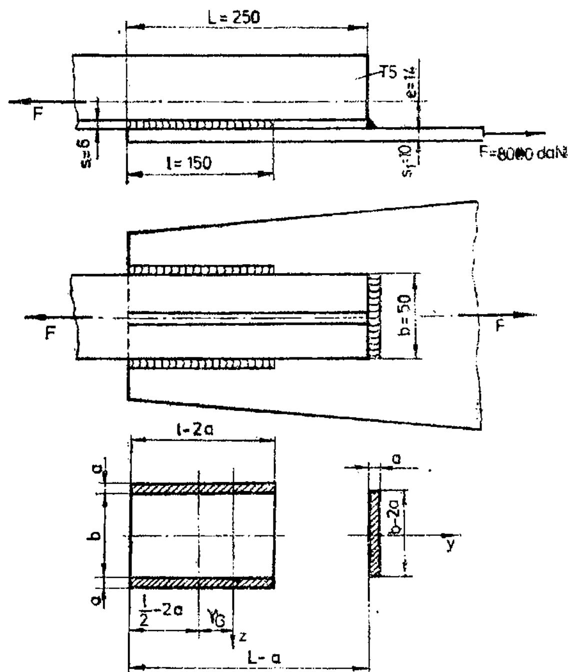


Fig. 17

$$W_z = \frac{I_z}{y_{max}} = \frac{645}{15{,}67} = 41{,}2 \text{ cm}^3.$$

Efortul unitar maxim de încovoiere:

$$\sigma_{is} = \frac{M_i}{W_z} = \frac{F\left(e + \frac{s_1}{2}\right)}{W_z} = \frac{8000\left(1{,}4 + \frac{1}{2}\right)}{41{,}2} = 369 \text{ daN/cm}^2.$$

Efortul unitar de forfecare:

$$\tau_{fs} = \frac{F}{\sum A_i} = \frac{8000}{13{,}04} = 614 \text{ daN/cm}^2,$$

unde:

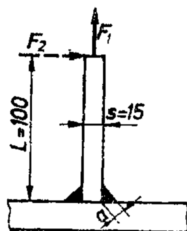
$$\sum A_i = (b - 2a)a + 2(l - 2a)a = (5 - 2 \cdot 0{,}4)\,0{,}4 + 2(15 - 2 \cdot 0{,}4)\,0{,}4 = 13{,}04 \text{ cm}^2.$$

Efortul unitar echivalent este:

$$\sigma_{es} = \sqrt{\sigma_{is}^2 + \tau_{fs}^2} = \sqrt{369^2 + 614^2} = 716 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as},$$

cu $\sigma_{as} = 0{,}65\ \sigma_{at} = 0{,}65 \cdot 1400 = 910$ daN/cm² (v. tabelul AII-6).

24 Îmbinarea a două piese este realizată prin sudură în T fără prelucrarea muchiilor (fig. 18). Ce forță F_1 sau F_2 poate prelua această îmbinare, dacă înălțimea cordonului de sudură este $a = 7$ mm, iar materialul pieselor OL 37.



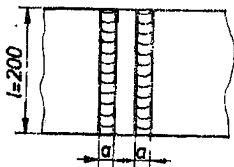


Fig. 18

Rezolvare:

a) În ipoteza că îmbinarea este încărcată cu o sarcină F_1, sudura se calculează convențional la forfecare (v. tabelul 5):

$$F_1 = 2al_s\,\tau_{afs} = 2a(l - 2a)\tau_{afs} = 2 \cdot 0{,}7(20 - 2 \cdot 0{,}7)910 = 23696 \text{ daN}.$$

b) În ipoteza că îmbinarea este solicitată de forța F_2, sudura se calculează la forfecare și încovoire:

$$F_2 = \frac{\tau_{afs}}{\sqrt{\left[\dfrac{L\left(\dfrac{s}{2} + a\right)}{\dfrac{(l-2a)(s+2a)^3}{12} - \dfrac{(l-2a)s^3}{12}}\right]^2 + \dfrac{1}{4a^2(l-2a)^2}}} =$$

$$= \frac{910}{\sqrt{\left[\dfrac{10\left(\dfrac{1{,}5}{2} + 0{,}7\right)}{\dfrac{(20-2\cdot 0{,}7)(1{,}5+2\cdot 0{,}7)^3}{12} - \dfrac{(20-2\cdot 0{,}7)0{,}7^3}{12}}\right]^2 + \dfrac{1}{4\cdot 0{,}7^2(20-2\cdot 0{,}7)^2}}} = 2339 \text{ daN}.$$

25 Îmbinarea dintre butucul și discul unei roți dințate este realizată prin sudură de colț bilaterală (fig. 19). Se cunosc: $M_t = 40000$ daN · cm, $D_1 = 150$ mm, $a_1 = 4$ mm. Să se verifice rezistența îmbinării sudate ($\sigma_{at} = 1400$ daN/cm²).

Rezolvare :

Sudura se verifică la solicitarea de torsiune (v. tabelul 5) :

$$\tau_{ts} = \frac{M_t}{2W_{ps}} = \frac{M_t}{2\frac{\frac{\pi}{32}[(D_1+2a_1)^4 - D_1^4]}{\frac{D_1}{2}+a_1}} = \frac{40000}{2\frac{\frac{3,14}{32}[(15+2\cdot 0,4)^4 - 15^4]}{\frac{15}{2}+0,4}} =$$

$$= 138 \text{ daN/cm}^2 \leqslant \tau_{at\,s},$$

unde : $\tau_{at\,s} = 0,65\ \sigma_{at} = 0,65 \cdot 1400 = 910$ daN/cm².

Sudura se poate verifica, convențional, și la forfecare :

$$\tau_{fs} = \frac{M_t}{2\frac{D_1+a_1}{2}} \cdot \frac{1}{\pi(D_1+a_1)a_1} =$$

$$= \frac{40000}{2\frac{15+0,4}{2}} \cdot \frac{1}{3,14(15+0,4)0,4} =$$

$$= 134 \text{ daN/cm}^2 \leqslant \tau_{af\,s};$$

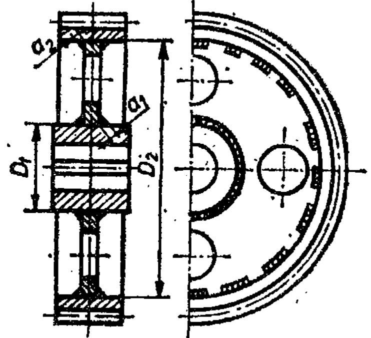


Fig. 19

$\tau_{af\,s} = 0,65 \cdot \sigma_{at} = 0,65 \cdot 1400 = 910$ daN/cm².
În acest caz, se recomandă să se execute sudură întreruptă (v. și figura 19).

26 Să se verifice rezistența îmbinării, prin sudură de colț, din fig. 20. Se cunosc : $F = 4500$ daN, $L = 150$ mm, $b = 100$ mm, $a = 10$ mm, $D = 100$ mm, $\sigma_{at} = 1400$ daN/cm².

Rezolvare :

Cordonul de sudură este solicitat la forfecare, încovoiere și răsucire. Se calculează efortul unitar efectiv de forfecare :

$$\tau_{fs} = \frac{F}{A_s} = \frac{F}{\pi(D+a)a} =$$

$$= \frac{4500}{3,14(10+1)1} = 130 \text{ daN/cm}^2.$$

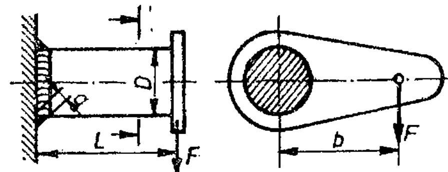


Fig. 20

Efortul unitar efectiv de încovoiere este :

$$\sigma_{is} = \frac{M_i}{W_s} = \frac{FL}{\frac{\pi}{64}[(D+2a)^4 - D^4]\frac{1}{\frac{D+2a}{2}}} = \frac{4500 \cdot 15}{\frac{3,14}{64}[(10+2\cdot 1)^4 - 10^4]\frac{1}{\frac{10+2\cdot 1}{2}}} =$$

$$= 769 \text{ daN/cm}^2,$$

iar efortul unitar efectiv de răsucire :

$$\tau_{ts} = \frac{M_t}{W_{ps}} = \frac{Fb}{\frac{\pi}{32}[(D+2a)^4 - D^4]\frac{1}{\frac{D+2a}{2}}} = \frac{4\,500 \cdot 10}{\frac{3,14}{32}[(10+2\cdot 1)^4 - 10^4]\frac{1}{\frac{10+2\cdot 1}{2}}} =$$

$$= 256 \text{ daN/cm}^2.$$

În final, se determină efortul unitar echivalent :

$$\sigma_{es} = \sqrt{\sigma_{is}^2 + (\tau_{fs} + \tau_{ts})^2} = \sqrt{769^2 + (130 + 256)^2} = 860 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as},$$

cu : $\sigma_{as} = |\tau_{afs}| = 0,65 \ \sigma_{at} = 0,65 \cdot 1400 = 910$ daN/cm².

27 Cadrul metalic al unei macarale este realizat din profile I 40, îmbinate prin sudură (fig. 21, *a*). Forțele care încarcă acest cadru fiind $F_1 = 10^5$ daN și $F_2 = 10^4$ daN, să se verifice îmbinările sudate, știind că materialul profilelor și al tablelor este OL 37, iar înălțimea cordoanelor de sudură $a = 10$ mm.

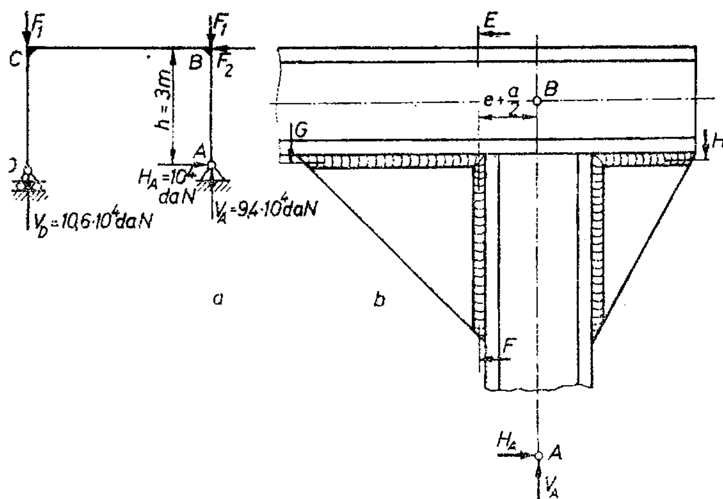


Fig. 21

Rezolvare :

Eforturile maxime apărînd în punctul B al cadrului, verificările se vor efectua pentru sudurile care solidarizează elementele cadrului în acest punct (fig. 21, *b*).

a) *Verificarea sudurilor din secțiunea* $E - F$ (fig. 22).

Se consideră că întreg efortul de încovoiere este preluat de această secțiune, pentru care:

$$y_G = \frac{-A_I e_1 + 2l_s a \frac{l_s}{2}}{A_I + 2l_s a} = \frac{-118 \cdot 20 + 2 \cdot 78 \cdot 1 \frac{78}{2}}{118 + 2 \cdot 78 \cdot 1} = 13,6 \text{ cm};$$

$$y_{max} = l_s - y_G = 78 - 13,6 = 64,4 \text{ cm};$$

$$I_Z = I_I + A_I(y_G + e_1)^2 + 2\frac{al_s^3}{12} + 2al_s\left(\frac{l_s}{2} - y_G\right)^2 =$$

$$= 29210 + 118(13,6 + 20)^2 + 2\frac{1 \cdot 78^3}{12} +$$

$$+ 2 \cdot 1 \cdot 78\left(\frac{78}{2} - 13,6\right)^2 = 342164 \text{ cm}^4;$$

$$W_Z = \frac{I_Z}{y_{max}} = \frac{342164}{64,4} = 5313 \text{ cm}^3;$$

$$\sigma_{1s} = \frac{M_{i1}}{W_Z} = \frac{H_A h}{W_Z} = \frac{10^4 \cdot 3 \cdot 10^2}{5313} = 565 \text{ daN/cm}^2;$$

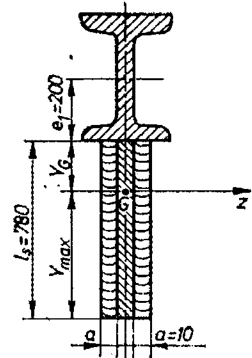


Fig. 22

$$\sigma_{2s} = \frac{M_{i2}}{W_Z} = \frac{V_A\left(e + \frac{a}{2}\right)}{W_Z} = \frac{9,4 \cdot 10^4\left(20 + \frac{1}{2}\right)}{5313} = 363 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_{max\,s} = \sigma_{1s} + \sigma_{2s} = 565 + 363 = 928 \text{ daN/cm}^2 \approx \sigma_{as} = 910 \text{ daN/cm}^2.$$

b) *Verificarea sudurilor în secțiunea G — H* (fig. 23)

$$x_G = \frac{\Sigma A_i x_i}{\Sigma A_i} = \frac{2l_{s1}\, a\left(e + \frac{l_{s1}}{2}\right) - 2l_{s2}\, a\left(e + \frac{l_{s2}}{2}\right)}{2l_{s1}\, a + 2l_{s2} a + 8l_{s3}\, a + 2ba} =$$

$$= \frac{2 \cdot 58 \cdot 1\left(20 + \frac{58}{2}\right) - 2 \cdot 28 \cdot 1\left(20 + \frac{28}{2}\right)}{2 \cdot 58 \cdot 1 + 2 \cdot 28 \cdot 1 + 8 \cdot 6 \cdot 1 + 2 \cdot 35 \cdot 1} = 13 \text{ cm};$$

$$I_Z = 2\frac{al_{s2}^3}{12} + 2\,al_{s2}\left(x_G + e + \frac{l_{s2}}{2}\right)^2 + 2\frac{l_{s3}\, a^3}{12} +$$

$$+ 2l_{s3}\, a\left(x_G + e + \frac{a}{2}\right)^2 + 2\frac{l_{s3}\, a^3}{12} +$$

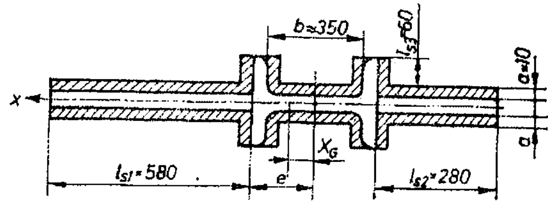


Fig. 23

$$+ 2l_{s3}\, a\left(x_G + \frac{b}{2} - \frac{a}{2}\right)^2 + 2\,\frac{ab^3}{12} + 2ab\, x_G^2 + 2\,\frac{l_{s3}\, a^3}{12} + 2l_{s3}\, a\left(\frac{b}{2} - x_G - \right.$$

$$-\frac{a}{2}\right)^2 + 2\frac{l_{s3}a^3}{12} + 2l_{s3}a\left(e - x_G + \frac{a}{2}\right)^2 + 2\frac{al_{s1}^3}{12} + 2al_{s1}\left(e - x_G + \frac{l_{s1}}{2}\right)^2 =$$

$$= 2\cdot\frac{1\cdot 28^3}{12} + 2\cdot 1\cdot 28\left(13 + 20 + \frac{28}{2}\right)^2 + 2\frac{6\cdot 1^3}{12} + 2\cdot 6\cdot 1\left(13 + 20 +\right.$$

$$\left.+\frac{1}{2}\right)^2 + 2\cdot\frac{6\cdot 1^3}{12} + 2\cdot 6\cdot 1\left(13 + \frac{35}{2} - \frac{1}{2}\right)^2 + 2\cdot\frac{1\cdot 35^3}{12} + 2\cdot 1\cdot 35\cdot 13^2 +$$

$$+ 2\cdot\frac{6\cdot 1^3}{12} + 2\cdot 6\cdot 1\left(\frac{35}{2} - 13 - \frac{1}{2}\right)^2 + 2\frac{6\cdot 1^3}{12} + 2\cdot 6\cdot 1\left(20 - 13 + \frac{1}{2}\right)^2 +$$

$$+ 2\cdot\frac{1\cdot 58^3}{12} + 2\cdot 1\cdot 58\left(20 - 13 + \frac{58}{2}\right)^2 = 354163 \text{ cm}^4;$$

$$x_{max} = l_{s1} + e - x_G = 580 + 200 - 130 = 650 \text{ mm};$$

$$x_1 = l_{s2} + e + x_G = 280 + 200 + 130 = 610 \text{ mm};$$

$$W_{Z\,min} = \frac{I_Z}{x_{max}} = \frac{354163}{65} = 5449 \text{ cm}^3;$$

$$W_{Z1} = \frac{I_Z}{x_1} = \frac{354163}{61} = 5806 \text{ cm}^3.$$

Eforturile unitare în punctul G al secțiunii :

$$\sigma_{cs} = \frac{V_A}{\Sigma A_s} = \frac{9{,}4\cdot 10^4}{290} = 324 \text{ daN/cm}^2; \ \Sigma A_s = \Sigma A_t;$$

$$\sigma_{i1s} = \frac{M_{i1}}{W_{Z\,min}} = \frac{V_A x_G}{W_{Z\,min}} = \frac{9{,}4\cdot 10^4\cdot 13}{5449} = 224 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_{i2s} = \frac{M_{i2}}{W_{Z\,min}} = \frac{H_A\ h}{W_{Z\,min}} = \frac{1\cdot 10^4\cdot 3\cdot 10^2}{5449} = 550 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\tau_{fs} = \frac{H_A}{A_s} = \frac{1\cdot 10^4}{290} = 35 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_{es} = \sqrt{(\sigma_{i1s} + \sigma_{i2s} - \sigma_{cs})^2 + \tau_{fs}^2} = \sqrt{(224 + 550 - 324)^2 + 35^2} =$$

$$= 449 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as}.$$

Eforturile unitare în punctul II al secțiunii :

$$\sigma_{ts} = \frac{V_A}{\Sigma A_s} = \frac{9,4 \cdot 10^4}{290} = 324 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_{i1s} = \frac{M_{i1}}{W_{Z1}} = \frac{V_A x_G}{W_{Z1}} = \frac{9,4 \cdot 10^4 \cdot 13}{5806} = 210 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_{i2s} = \frac{M_{i2}}{W_{Z1}} = \frac{H_A h}{W_{Z1}} = \frac{10^4 \cdot 3 \cdot 10^2}{5806} = 517 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\tau_{fs} = \frac{H_A}{\Sigma A_s} = \frac{10^4}{290} = 35 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_{es} = \sqrt{(\sigma_{i1s} + \sigma_{i2s} + \sigma_{ts})^2 + \tau_{fs}^2} = \sqrt{(210 + 517 + 324)^2 + 35^2} =$$
$$= 1051 \text{ daN/cm}^2 > \sigma_{as},$$

cu : $\sigma_{as} = 0,65\ \sigma_{at} = 0,65 \cdot 1400 = 910$ daN/cm² (v. tabelul AII-6).
În concluzie, sudura nu este bine dimensionată.

28 Să se dimensioneze sudura, prin puncte, dintre două table (fig. 24). Se cunosc : grosimea tablelor $s = 4$ mm, diametrul punctului de sudură $d = 10$ mm, materialul tablelor OL 37. Îmbinarea se va calcula din condiția de egală rezistență a tablelor și a sudurii, impunîndu-se patru pûncte de sudură pe un rînd.

Rezolvare :

Distanța dintre două puncte de sudură (v. tabelul 5) este :

$$t = t' = 5d = 5 \cdot 10 = 50 \text{ mm}.$$

Forța care poate fi preluată de table, corespunzătoare distanței dintre două puncte de sudură :

$$F_1 = ts\sigma_{at} = 5 \cdot 0,4 \cdot 1400 = 2800 \text{ daN}.$$

Numărul necesar de rînduri de puncte de sudură :

$$n_1 = \frac{F_1}{\frac{\pi d^2}{4}\tau_{afs}} = \frac{2800}{\frac{3,14 \cdot 1^2}{4} 910} \approx 4.$$

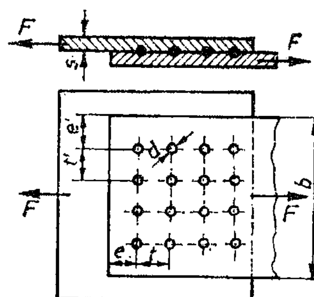


Fig. 24

Distanțele de la marginea tablei la punctele de sudură extreme (v. tabelul 5) :

$$e' = e = 3d = 3 \cdot 1 = 3 \text{ cm}.$$

Lățimea tablei, pentru cazul a patru puncte de sudură pe un rînd :

$$b = 3t' + 2e' = 3 \cdot 5 + 2 \cdot 3 = 21 \text{ cm.}$$

Forța totală care poate fi preluată de îmbinare :

$$F = 4F_1 = 4 \cdot 2800 = 11200 \text{ daN.}$$

29 Pe un cornier este sudată, prin puncte, o platbandă, folosită la fixarea unui arc de tracțiune (fig. 25). Se cunosc : $F = 75$ daN, $s = 3$ mm, $d = 6$ mm, $t = 15$ mm, $d_0 = 5$ mm, materialul pieselor îmbinate OL 37. Să se determine : forța pe care o poate prelua platbanda și forța pe care o pot prelua punctele de sudură ; poate sudura să preia o forță egală cu forța capabilă a platbandei ? Care este efortul ce apare în sudură cînd aceasta este solicitată de o forță egală cu forța din arc ?

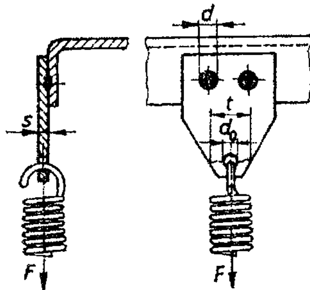


Fig. 25

Rezolvare :

Forța pe care o poate prelua platbanda este :

$$F'_{cap} = s(t - d_0)\sigma_{at} = 0{,}3(1{,}5 - 0{,}5)1400 = 420 \text{ daN},$$

iar forța pe care o poate prelua sudura :

$$F''_{cap} = n\frac{\pi d^2}{4}\tau_{afs} = 2\,\frac{3{,}14 \cdot 0{,}6^2}{4} \cdot 910 = 514 \text{ daN.}$$

$F''_{cap} = 514$ daN $> F'_{cap} = 420$ daN, deci sudura poate prelua o forță mai mare comparativ cu platbanda.

Efortul unitar din sudură, datorat forței din arc (v. tabelul 5) :

$$\tau_{fs} = \frac{F}{n\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{75}{2\,\frac{3{,}14 \cdot 0{,}6^2}{4}} = 133 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{afs},$$

cu : $\tau_{afs} = 0{,}65 \cdot \sigma_{at} = 0{,}65 \cdot 1400 = 910$ daN/cm² (v. tabelul AII-6).

30 Să se verifice grinda tip cheson (fig. 26), confecționată din table de oțel OL 37, sudată prin puncte și să se dimensioneze îmbinarea, pentru dimensiunile și sarcinile indicate în figura 26. Se vor analiza două variante de realizare a secțiunii (fig. 27,*a* și *b*).

Rezolvare :

Varianta I (v. fig. 27, *a*). Momentul de inerție și modulul de rezistență al secțiunii :

$$I_z = \frac{BH^3}{12} - \frac{b(H - 2h)^3}{12} - 2\,\frac{\left(\frac{B - b}{2} - s\right)(H - 2h - 2s)^3}{12} =$$

$$= \frac{25 \cdot 40^3}{12} - \frac{15(40 - 2 \cdot 0{,}3)^3}{12} - 2\frac{\left(\frac{25 - 15}{2} - 0{,}2\right)(40 - 2 \cdot 0{,}3 - 2 \cdot 0{,}2)^3}{12} =$$

$$= 9424 \ \text{cm}^4;$$

$$W_z = \frac{I_z}{\frac{H}{2}} = \frac{9424}{\frac{40}{2}} = 471{,}2 \ \text{cm}^3.$$

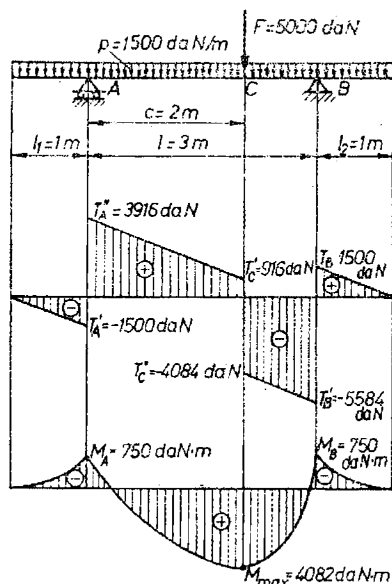


Fig. 26

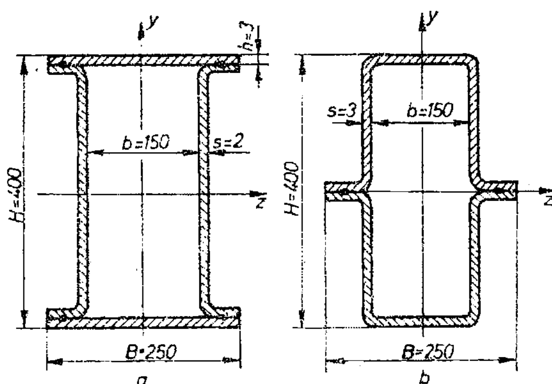


Fig. 27

Efortul unitar maxim din grindă:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_z} = \frac{408200}{471{,}2} = 866 \ \text{daN/cm}^2 < \sigma_{at} = 1400 \ \text{daN/cm}^2.$$

Diametrul punctelor de sudură (v. tabelul 5)

$d = 1{,}2s + 4$ mm $= 1{,}2 \cdot 2 + 4 = 6{,}4$ mm; se adoptă $d = 7$ mm.

Forța care poate fi preluată de către un punct de sudură:

$$F_1 = \frac{\pi d^2}{4} \tau_{afs} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}7^2}{4} \cdot 910 = 350 \ \text{daN}.$$

Distanța maximă dintre punctele de sudură:

$$t = \frac{F_1 I_z}{2 T_{max} s} = \frac{350 \cdot 9424}{2 \cdot 5584 \cdot 148{,}8} = 1{,}98 \ \text{cm} \approx 20\text{mm},$$

unde : $T_{max} = T'_B = 5584$ daN ;

$$S = Bh\frac{H-h}{2} = 25\cdot 0{,}3\,\frac{40-0{,}3}{2} = 148{,}8 \text{ cm}^3.$$

Varianta II (v. fig. 27, *b*). Momentul de inerție și modulul de rezistență al secțiunii

$$I_Z = \frac{bH^3}{12} + \frac{(B-b)(2s)^3}{12} - \frac{(b-2s)(H-2s)^3}{12} = \frac{15\cdot 40^3}{12} +$$

$$+\frac{(25-15)(2\cdot 0{,}3)^3}{12} - \frac{(15-2\cdot 0{,}3)(40-2\cdot 0{,}3)^3}{12} = 6605 \text{ cm}^4;$$

$$W_Z = \frac{I_Z}{\frac{H}{2}} = \frac{6605}{\frac{40}{2}} = 330 \text{ cm}^3.$$

Efortul unitar maxim din grindă :

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_Z} = \frac{408200}{330} = 1237 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_a = 1400 \text{ daN/cm}^2.$$

Diametrul punctelor de sudură :

$d = 1{,}2s + 4$ mm $= 1{,}2\cdot 3 + 4 = 7{,}6$ mm ; se adoptă $d = 8$ mm.

Forța care poate fi preluată de către un punct de sudură :

$$F_1 = \frac{\pi d^2}{4}\tau_{afs} = \frac{3{,}14\cdot 0{,}8^2}{4}\cdot 910 = 457 \text{ daN}.$$

Distanța maximă dintre punctele de sudură :

$$t = \frac{F_1 I_Z}{2T_{max}s} = \frac{457\cdot 6605}{2\cdot 5584\cdot 206} = 1{,}31 \text{ cm} \approx 13 \text{ mm},$$

unde :

$$T_{max} = T'_B = 5584 \text{ daN};$$

$$S = bs\frac{H-s}{2} + 2s\frac{\left(\frac{H}{2}-s\right)^2}{2} + (B-b-2s)\frac{s^2}{2} = 15\cdot 0{,}3\,\frac{40-0{,}3}{2} +$$

$$+2\cdot 0{,}3\,\frac{\left(\frac{40}{2}-0{,}3\right)^2}{2} + (25-15-2\cdot 0{,}3)\,\frac{0{,}3^2}{2} = 206 \text{ cm}^3.$$

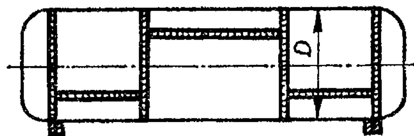
31 Să se verifice cusăturile unui rezervor de aer (fig. 28), dacă diametrul rezervorului este $D = 75$ cm și presiunea din rezervor $p = 80$ daN/cm^2; rezistența admisibilă a materialului de bază $\sigma_{at} = 1600$ daN/cm^2 și $\varphi = 0{,}95$.

Rezolvare :

Grosimea tablei din care se confecţionează rezervorul :

$$s = \frac{pD}{2\sigma_{at}\varphi} = \frac{80 \cdot 75}{2 \cdot 1600 \cdot 0,95} \approx 2 \text{ cm}.$$

Efortul unitar efectiv în cusătura longitudinală :



$$\sigma_s = \frac{pD}{2s} = \frac{80 \cdot 75}{2 \cdot 2} = 1500 \text{ daN/cm}^2 <$$

$$< \sigma_{as} = 1600 \text{ daN/cm}^{2}\text{*)}.$$

Fig. 28

Efortul unitar efectiv în cusăturile transversale :

$$\sigma_s = \frac{pD}{4s} = \frac{80 \cdot 75}{4 \cdot 2} = 750 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 1600 \text{ daN/cm}^2.$$

32 Să se verifice rezistenţa îmbinării a două table, obţinută prin sudură cap la cap. Se cunosc : lăţimea tablelor $l = 100$ mm, grosimea $s = 10$ mm, momentul încovoietor care încarcă îmbinarea $M_i = 1500$ daN·cm, materialul tablelor fiind OL 37.

33 Ce forţă tăietoare T este capabilă să preia îmbinarea prin sudură cap la cap, dintre două table cu $l = 150$ mm şi $s = 12$ mm? Materialul tablelor este OL 37.

34 Să se dimensioneze — din condiţia de egală rezistenţă — îmbinarea prin sudură de colţ bilaterală dintre profilul $L\ 40 \times 60 \times 6$, STAS425-70 şi o placă (fig. 29). Se cunosc : aria secţiunii profilului $A = 5,68$ cm², $e_1 = 20$ mm, $e_2 = 40$ mm, materialul pieselor OL 37.

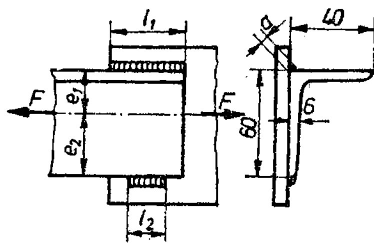


Fig. 29

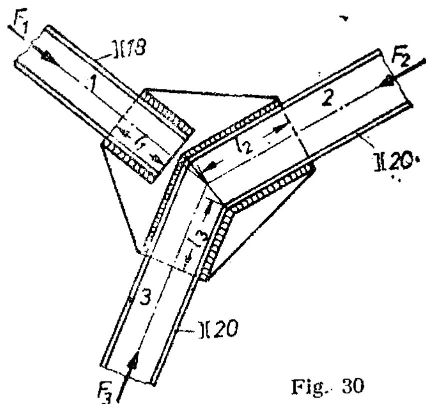


Fig. 30

35 În fig. 30 este reprezentat nodul unei construcţii metalice. Se cunosc : $F_1 = 17500$ daN, $F_2 = 26000$ daN, $F_3 = 25500$ daN, $l_1 = 180$ mm, $l_2 = 260$ mm, $l_3 = 220$ mm. Pentru fiecare element sînt folosite cîte

*) În cazul construcţiei cazanelor se impune un control integral al cusăturilor cu raze X sau gama, fapt care permite considerarea rezistenţei admisibile a cusăturii egală cu cea a materialului de bază.

două profile U, care sînt sudate — prin intermediul unui guseu — cu sudură de colț dreaptă. Să se verifice rezistența profilelor și a cusăturilor, pentru $a = 7$ mm.

36 În fig. 31 este reprezentat nodul unei grinzi, confecționate din OL 37, executat prin sudură de colț dreaptă. Să se determine eforturile

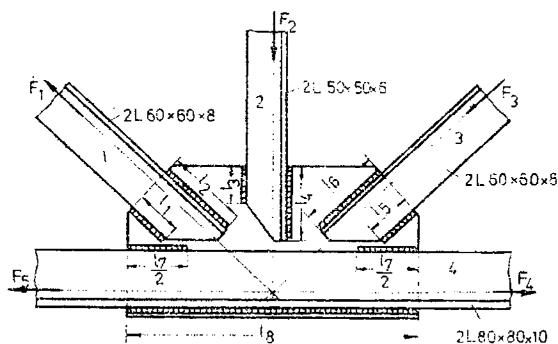


Fig. 31

unitare din elemente și să se calculeze lungimile necesare ale cordoanelor de sudură $l_1 \ldots l_8$. Se cunosc: $F_1 = 14000$ daN, $F_2 = 4500$ daN, $F_3 = 9000$ daN, $F_4 = 37000$ daN, $F_5 = 19500$ daN.

37 Să se determine momentul încovoietor capabil a fi preluat de îmbinarea, prin sudură de colț bilaterală, dintre două table. Se cunosc: $l = 110$ mm, $l_1 = 150$ mm, $s = 6$ mm, materialul tablelor OL 37.

38 Să se verifice îmbinarea — prin sudură de colț bifrontală —dintre două table. Se cunosc: $F = 1000$ daN, $M_i = 500$ daN·cm, $l = 180$ mm, $l_1 = 250$ mm, $s = 8$ mm, $\sigma_{at} = 1400$ daN/cm².

39 Să se verifice îmbinarea prin sudură de colț combinată dintre un profil U 26 și un guseu (fig. 32). Se cunosc: $M_i = 15000$ daN · cm, $l_1 = 180$ mm, $l = 260$ mm, $a = 7$ mm.

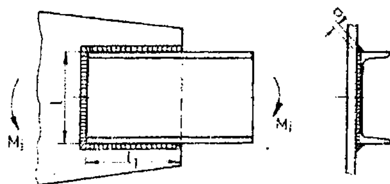


Fig. 32

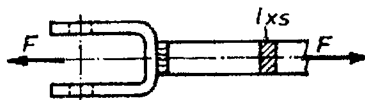


Fig. 33

40 Pîrghia de cuplare a unei frîne (fig. 33), realizată prin sudură, este solicitată de o forță $F = 1200$ daN. Se cunosc: dimensiunile secțiunii $l \times s = 40 \times 6$ mm și înălțimea triunghiului de sudură $a = 5$ mm. Să se verifice îmbinarea sudată.

41 Cotul din figura 34, realizat prin sudură de colţ, face parte dintr-o construcţie metalică. Se cunosc: $F_1 = 60$ daN, $F_2 = 80$ daN, $L_1 = 100$ mm, $L_2 = 70$ mm, $a_1 = a_2 = 4$ mm, $l = 20$ mm, $s = 8$mm, $d = 20$ mm. Să se calculeze: momentele încovoietoare din cusăturile sudate; modulele de rezistenţă axiale ale sudurilor; eforturile unitare echivalente din suduri, în cazul în care piesele sînt executate din OL 37.

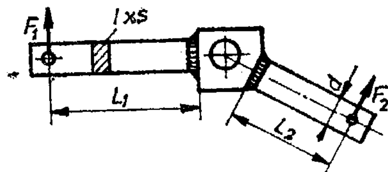


Fig. 34

42 Să se verifice rezistenţa îmbinării — prin sudură de colţ bilaterală — dintre discul şi coroana unei roţi dinţate (v. fig. 19). Se cunosc: $M_t = 40000$ daN·cm, $D_2 = 250$ mm, $a_2 = 3$ mm.

43 O roată de lanţ (fig. 35) transmite un moment de torsiune $M_t = 7200$ daN·cm. Poate îmbinarea sudată dintre roată şi butucul acesteia să transmită momentul de torsiune dat? Se cunosc: $D_1 = 75$ mm, $D_2 = 80$ mm, $a_1 = 5$ mm, $a_2 = 4$ mm; materialul pieselor OL 37.

44 La îmbinarea prin sudură, din figura 36, se cunosc: $F = 100$ daN, $d = 6$ mm, $t = 15$ mm, $L = 30$ mm, materialul pieselor sudate OL 37. Să se calculeze: forţa pe care o poate prelua un punct de sudură; forţa care revine unui punct de sudură, ca urmare a acţiunii forţei F din arc; efortul de forfecare din sudură, corespunzător forţei F_1.

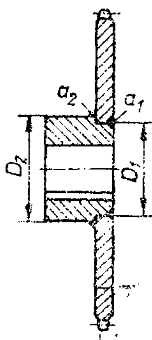


Fig. 35

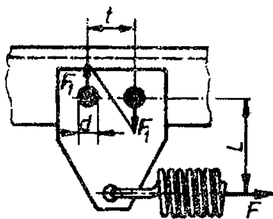


Fig. 36

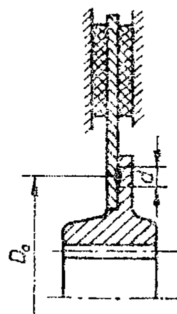


Fig. 37

45 Îmbinarea dintre discul unui cuplaj intermitent cu fricţiune şi butucul acestuia se realizează cu sudură prin puncte (fig. 37). Momentul de torsiune care trebuie transmis este $M_t = 7500$ daN·cm. Se cunosc: $d = 5$ mm, $D_0 = 100$ mm; materialul pieselor îmbinate OL 37. Să se determine numărul necesar de puncte de sudură.

3

ÎMBINĂRI PRIN LIPIRE ŞI ÎNCLEIERE

Îmbinările prin lipire se realizează cu ajutorul unui metal sau aliaj de lipit; îmbinările prin încleiere sînt obţinute prin lipirea cu adezivi sintetici.

NOTAŢII FOLOSITE

b — lăţimea lipiturii sau încleierii;
c — coeficient de siguranţă;
D — diametrul suprafeţei de lipire sau încleiere;
F, M_t — forţa, respectiv momentul de torsiune care solicită îmbinarea lipită sau încleiată;
F_{cap}, $M_{t\,cap}$ — forţa axială, respectiv momentul de torsiune capabile a fi transmise de îmbinarea lipită sau încleiată;
l — lungimea lipiturii sau încleierii;
s — grosimea tablelor îmbinate;
τ_f, τ_{af} — efortul unitar de forfecare, respectiv rezistenţa admisibilă la forfecare a lipiturii sau încleierii.

ELEMENTE DE CALCUL

Lipiturile metalice tari — şi încleierile — se calculează la forfecare; secţiunea de calcul este suprafaţa de îmbinare, unde se interpune stratul de aliaj de lipit sau stratul de clei. Relaţiile de calcul, pentru lipiturile frecvent întîlnite, sînt redate în tabelul 6.

În general — la proiectarea îmbinărilor lipite sau încleiate — se adoptă constructiv dimensiunile îmbinării, efectuîndu-se un calcul de verificare la forfecare (v. tabelul 6).

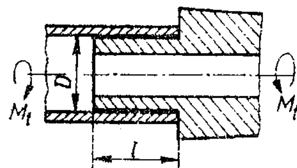


Fig. 38

46 Capul unei scule de burghiat este lipit de un con morse (fig. 38) cu un aliaj Cu-Zn (AmSiLp, STAS 204-68). Îmbinarea este solicitată de un moment de torsiune $M_t = 1500$ daN · cm. Cunoscînd $D = 20$ mm şi $\tau_{af} = 500$ daN/cm², să se determine lungimea de suprapunere l.

Tabelul 6

Relațiile pentru calculul îmbinărilor lipite și încleiate [12, 13, 27]

Schema de solicitare	Relațiile de calcul	Elemente constructive
	$F_{cap} = bl\tau_{af}^{*)}$; $\tau_f = \frac{F}{bl} \leqslant \tau_{af}$; $l \geqslant \frac{F}{b\tau_{af}}$.	Îmbinări lipite: $l_{optim} \approx 12{,}5s$ — pentru solicitări statice; $l_{optim} \approx 25s$ — pentru solicitări variabile; $l_{optim} \approx 4s$ — pentru îmbinări cu eclise duble. Îmbinări încleiate: $l_{optim} \approx 15s$ — pentru solicitări statice, la îmbinări executate prin suprapunere directă; $l_{optim} \approx 25s$ — la lipirea tablelor pe profile cu aripi egale.
	$F_{cap} = \pi Dl\tau_{af}$; $\tau_f = \frac{F}{\pi Dl} \leqslant \tau_{af}$; $l \geqslant \frac{F}{\pi D\tau_{af}}$.	$0{,}2 < \frac{[illegible]}{D} <$ [illegible]
	$M_{t\,cap} = \frac{1}{2}\pi D^2 l\tau_{af}$; $\tau_f = \frac{2M_t}{\pi D^2 l} \leqslant \tau_{af}$; $l \geqslant \frac{2M_t}{\pi D^2\tau_{af}}$.	$0{,}2 < \frac{l}{D} < 0{,}7$

*) τ_{af} — pentru materialul de lipit poate fi luată în funcție de rezistența la rupere statică τ_r a acestuia;

$\tau_{af} \approx 0{,}8\frac{\sigma_r}{c}$. Uzual $c=4\ldots5$. La lipituri tari, pe bază de aliaje cu zinc (AmSiLp, AmSnLp — STAS 204—68), $\tau_{af} \leqslant 600$ daN/cm², iar la cele pe bază de aliaje cu argint și cadmiu $\tau_{af} = 600\ldots800$ daN/cm². La îmbinările prin încleiere, τ_{af} este dat în tabelul AII-7.

Rezolvare:

Conform tabelului 6

$$l \geqslant \frac{2M_t}{\pi D^2\tau_{af}} = \frac{2\cdot 1500}{3{,}14\cdot 2^2\cdot 500} = 0{,}477 \text{ cm}.$$

Se adoptă $l = 4{,}8$ mm. Raportul $\frac{l}{D} = \frac{0{,}48}{2} = 0{,}24$ se încadrează în limitele 0,2…0,7 (v. tabelul 6).

47 Să se calculeze lungimea de suprapunere pentru îmbinarea din fig. 39, realizată prin lipire cu un aliaj pe bază de alamă și argint, dacă $F = 2000$ daN, lățimea tablelor $b = 20$ mm, grosimea $s = 2$ mm și $\tau_{af} = 600$ daN/cm². Îmbinarea este solicitată static.

Rezolvare :

Lungimea de suprapunere (v. tabelul 6) este :

$$l = \frac{F}{2b\,\tau_{af}} = \frac{2000}{2 \cdot 2 \cdot 600} = 0{,}83 \text{ cm.}$$

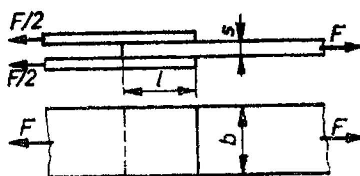


Fig. 39

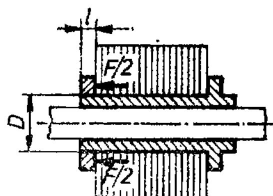


Fig. 40

Se adoptă $l = 8{,}5$ mm. Raportul $\frac{l}{s} = \frac{8{,}5}{2} = 4{,}25$ este apropiat de 4, valoare recomandată la îmbinarea cu eclise duble.

48 Pe rotorul unui motor electric (fig. 40) — de dimensiuni mici — sînt montate șaibe, întregul pachet fiind fixat axial cu o șaibă frontală, îmbinată prin încleiere. La montaj, se realizează o forță de presare $F = 300$ daN. Diametrul suprafeței de încleiat fiind $D = 8$ mm, să se determine grosimea șaibei de fixare l; pentru lipire se folosește un adeziv epoxidic.

Rezolvare :

Lungimea suprafeței de încleiat (grosimea șaibei de fixare) este (v. tabelul 6) :

$$l = \frac{F}{\pi D\,\tau_{af}} = \frac{300}{3{,}14 \cdot 0{,}8 \cdot 480} \approx 0{,}25 \text{ cm,}$$

unde : $\tau_{af} = 480$ daN/cm² (v. tabelul AII-7).

49 Șaiba unei mufe de cuplare — din fontă — este fixată prin lipire de o roată dințată, din oțel (fig. 41). Se cunosc : $D = 70$ mm, $l = 50$ mm și rezistența admisibilă la forfecare a cleiului $\tau_{af} = 230$ daN/cm². Să se determine momentul de torsiune pe care îl poate transmite îmbinarea.

Rezolvare :

Conform tabelului 6,

$$M_{t\,cap} = \frac{1}{2}\pi D^2 l\,\tau_{af} = \frac{1}{2}\cdot 3{,}14\cdot 7^2\cdot 5\cdot 230 = 88514 \text{ daN}\cdot\text{cm}.$$

50 Două table, din oțel, sînt lipite cu adeziv, de tip epoxidic. Se cunosc : lățimea tablelor $b = 50$ mm, lungimea de suprapunere $l = 20$ mm. Să se stabilească forța pe care o poate prelua îmbinarea.

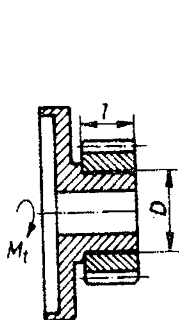


Fig. 41

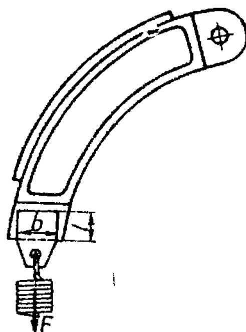


Fig. 42

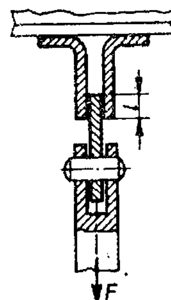


Fig. 43

51 Două tuburi — din aluminiu — sînt îmbinate prin lipire cu adeziv sintetic de tip poliester C. Se cunosc : diametrul pe care se execută lipirea $D = 50$ mm, lungimea de suprapunere $l = 40$ mm și momentul de torsiune care solicită îmbinarea $M_t = 500$ daN·cm. Știind că temperatura de exploatare a tuburilor este de 200°C, să se verifice rezistența îmbinării.

52 Suportul arcului de la sabotul unei frîne este fixat prin lipire (fig. 42). Cunoscînd lățimea lipiturii $b = 2$ cm, rezistența admisibilă a cleiului $\tau_{af} = 150$ daN/cm^2 și forța dezvoltată de arc $F = 750$ daN, să se determine lungimea necesară a lipiturii.

53 Între două colțare (fig. 43) este lipită o platbandă cu care se realizează o articulație. Forța care solicită îmbinarea este $F = 250$ daN. Care este lățimea necesară a pieselor — pentru a putea transmite întreaga sarcină — dacă lungimea de suprapunere este $l = 10$ mm și rezistența admisibilă a lipiturii $\tau_{af} = 200$ daN/cm^2?

4

ASAMBLĂRI PRESATE

Asamblările presate sînt asamblări prin strîngere elastică, realizate prin introducerea forțată — axială — a unei piese în cealaltă. Strîngerea reciprocă a pieselor asamblate apare ca urmare a deformațiilor elastice ale acestora, deformații datorate diferențelor de dimensiuni. Piesa cuprinsă — arborele — și piesa cuprinzătoare — butucul — formează un ajustaj presat, asamblarea executîndu-se pe baza toleranțelor prevăzute în standarde.

NOTAȚII FOLOSITE

d — diametrul nominal al ajustajului presat;

d_1, d_2 — diametrul interior al piesei cuprinse (arborele), respectiv diametrul exterior al piesei cuprinzătoare (butucul);

$d_{a\,max}$, $d_{a\,min}$ — diametrul maxim, respectiv minim al arborelui;

$d_{b\,max}$, $d_{b\,min}$ — diametrul maxim, respectiv minim al alezajului din butuc;

E_a, E_b — modulul de elasticitate al materialului arborelui, respectiv butucului (pentru oțel $E = (2,1\ldots2,2)10^6$ daN/ /cm²; pentru fontă $E = (1,2\ldots1,6)\ 10^6$ daN/cm²; pentru bronz $E = (1\ldots1,1)\ 10^6$ daN/cm²);

F_a — forța axială de transmis;

l — lungimea de contact dintre piese;

M_t — momentul de torsiune de transmis;

$p_{cr\,a}$, $p_{cr\,b}$ — presiunea de contact — la care apare curgerea plastică — a materialului arborelui, respectiv butucului (presiuni critice);

p_{med} — presiunea de contact medie, realizată de ajustajul ales;

$R_{a\,max}$, $R_{b\,max}$ —înălțimea maximă a neregularităților suprafeței arborelui, respectiv butucului;

$S_{cr\,a}$, $S_{cr\,b}$, $S_{cr\,min}$ — strîngerea critică pentru arbore, respectiv pentru butuc și strîngerea critică minimă;

S_d — corecție care ține seama de deformațiile elastice radiale ale pieselor asamblate, sub acțiunea sarcinilor exterioare;

S_{max}, S_{min}, S_{med} — strîngerea maximă, minimă, respectiv medie a ajustajului ales;

S_n — corecție care ține seama de faptul că neregularitățile existente pe suprafețele pieselor înainte de montare se distrug în timpul presării;

S_t — corecţie pentru compensarea efectului dilataţiilor termice diferite, ce apar în timpul funcţionării, la piesele asamblate;

t_a, t_b — temperatura de funcţionare a arborelui, respectiv butucului;

t_0 — temperatura mediului ambiant;

α_a, α_b — coeficientul de dilataţie termică liniară al materialului arborelui, respectiv butucului;

μ, μ_d; μ_p — coeficientul de frecare de alunecare, coeficientul de frecare la drepresare, respectiv la presare;

ν_a, ν_b — coeficientul de contracţie transversală (Poisson) al materialului arborelui, respectiv butucului (pentru oţel $\nu = 0{,}3$; pentru fontă $\nu = 0{,}25$; pentru bronz $\nu = 0{,}33$);

$\sigma_{0\,2a}$, $\sigma_{0\,2b}$ — limitele de curgere ale materialului arborelui, respectiv butucului.

RELAŢIILE ŞI METODICA DE CALCUL

Presiunea necesară se determină — cu relaţiile din tabelul 7, în funcţie de solicitarea asamblării — din condiţia ca sarcina exterioară să se transmită numai prin frecare.

Tabelul 7

Relaţiile de calcul ale presiunii necesare [12, 13, 27, 40]

Schema de calcul	Relaţiile de calcul
	$F_a \leqslant \mu \pi d l p$; $p \geqslant \dfrac{F_a}{\mu \pi d l}$.
	$M_t \leqslant \dfrac{1}{2} \mu \pi d^2 l p$; $p \geqslant \dfrac{2M_t}{\mu \pi d^2 l}$.
	$\sqrt{\left(\dfrac{2M_t}{d}\right)^2 + F_a^2} \leqslant \mu \pi d l p$; $p \geqslant \dfrac{\sqrt{\left(\dfrac{2M_t}{d}\right)^2 + F_a^2}}{\mu \pi d l}$.

În general, se cunosc dimensiunile pieselor de asamblat — arborele și butucul — inclusiv dimensiunile principale d și l ale suprafeței de contact. În caz contrar, se pot folosi următoarele recomandări :

$$\frac{l}{d} = 1\ldots2\ ;\ \frac{d_2}{d} = 1{,}8\ldots2{,}5\ ;\ \frac{d_1}{d} \geqslant 0{,}5,$$

cînd piesa cuprinsă (arborele) este tubulară.

Fiind date momentul de torsiune sau forța axială de transmis și adoptîndu-se materialele pieselor asamblate, calculul asamblării presate se recomandă a se desfășura conform metodicii prezentate în tabelul 8, în care dimensiunile s-au considerat în cm.

Tabelul 8

Metodica de calcul a asamblărilor presate [12,13,27,40]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Presiunea necesară, p	Se calculează cu relațiile din tabelul 7 ; μ se alege din tabelul A I—3
Stringerea necesară, S	$S = p\left(\frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b}\right) d \cdot 10^4$ [μm] ; $K_a = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu_a$; $K_b = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \nu_b$.
Stringerea necesară corectată, S_{cor}	$S_{cor} = S + (S_n + S_t + S_d)$ [μm] ; $S_n \approx 1{,}2\ (R_{a_{max}} + R_{b_{max}})$ [μm] ; $R_{a_{max}}$ și $R_{b_{max}}$, din tabelul AI—4 ; $S_t = [\alpha_b (t_b - t_0) - \alpha_a (t_a - t_0)] d \cdot 10^4$ [μm]. Pentru $t_b = t_a = t_0$, rezultă $S_t = 0$. În general, $S_d = 0$.
Alegerea ajustajului standardizat și a toleranțelor pieselor	În funcție de S_{cor} și de d, se aleg din standarde : tipul ajustajului cu stringere și toleranțele de execuție ale pieselor ce urmează să se asambleze : $S_{max} = (d_{a_{max}} - d_{b_{min}})\ 10^4$ [μm] ; $S_{min} = (d_{a_{min}} - d_{b_{max}})\ 10^4$ [μm]. Este necesar ca $S_{min} > S_{cor}$. Se poate admite ca $S_{med} = (S_{min} + S_{max})/2 > S_{cor}$, majoritatea asamblărilor rezultînd cu S_{med}.

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Presiunile critice de contact, p_{cr}*)	$p_{cr\,a} = \frac{1}{2}\sigma_{02\,a}\frac{d^2 - d_1^2}{d^2}$ [daN/cm²]; $p_{cr\,b} = \frac{1}{2}\sigma_{02\,b}\frac{d_2^2 - d^2}{d_2^2}$ [daN/cm²].
Stringerile critice corectate, S_{cr}	$S_{cr\,a} = S\frac{p_{cr\,a}}{p} + 1{,}2\,(R_{a_{max}} + R_{b_{max}})$[μm]; $S_{cr\,b} = S\frac{p_{cr\,b}}{p} + 1{,}2\,(R_{a_{max}} + R_{b_{max}})$ [μm]. Este necesar ca $S_{max} < S_{cr\,min}$.
Deformațiile diametrale ale pieselor asamblate, Δ**)	Pentru diametrul d_1: $\Delta_1 = 2p_{med}\frac{d^2}{d^2 - d_1^2}\cdot\frac{d_1}{E_a}\cdot 10^4$ [μm]. Pentru diametrul d_2: $\Delta_2 = 2p_{med}\frac{d^2}{d_2^2 - d^2}\cdot\frac{d_2}{E_a}\cdot 10^4$ [μm].
Forța necesară de presare, F_p****)	$F_p = \mu_p \pi d l p'_{med}$ [daN]; μ_p — din tabelul AI—3.
Efortul unitar maxim (de compresiune) de la interiorul arborelui	$\sigma_{a\,max} = 2p_{med}\frac{d^2}{d^2 - d_1^2} < \sigma_{02\,a}$ ***); $p_{med} = \frac{S_{med} - S_n}{d\left(\frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b}\right)\cdot 10^4}$ [daN/cm²].
Efortul unitar maxim (de tracțiune) de la interiorul butucului	$\sigma_{b\,max} = p_{med}\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} < \sigma_{02\,b}$ ***).

*) La materialele care nu au limită de curgere, se înlocuiește σ_{02} cu rezistența la rupere σ_r a materialului respectiv.

**) Aceste deformații nu trebuie să provoace defecțiuni — în funcționarea ansamblului din care face parte asamblarea — prin anularea jocurilor funcționale.

***) Asamblările puternic solicitate pot funcționa și cu deformații plastice, cu condiția să nu trebuiască demontate.

****) $$p'_{med} = \frac{S_{med}}{d\left(\frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b}\right)\cdot 10^4}.$$

54 Să se calculeze asamblarea presată dintre piulița și corpul unui cric cu șurub (fig. 44). Se cunosc: momentul din cupla elicoidală șurub-piuliță $M_t = 3000$ daN · cm ; $d_2 = 102$ mm ; $d = 72$ mm ; $d_1 = 52$ mm ; $l = 60$ mm ; materialul din care este executat corpul Fc 20, cu $\sigma_r = 2000$ daN/cm^2; materialul din care este executată piulița BzAl 9T, cu $\sigma_{02} = 1000$ daN/cm^2; $\mu = 0{,}05$. Presarea se execută la rece, temperatura de exploatare fiind identică cu temperatura de montare.

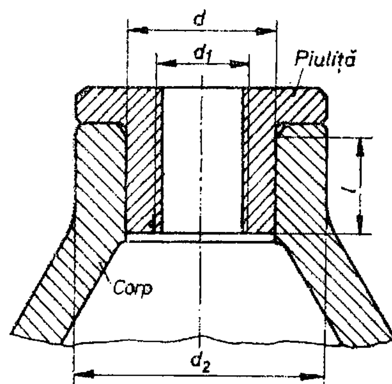


Fig. 44

Rezolvare :

Se calculează presiunea de contact necesară (v. tabelul 7) :

$$p = \frac{2M_t}{\mu\pi d^2 l} = \frac{2 \cdot 3000}{0{,}05 \cdot 3{,}14 \cdot 7{,}2^2 \cdot 6} \approx$$

$$\approx 123 \text{ daN/cm}^2.$$

Se calculează strîngerea necesară (v. tabelul 8) :

$$S = pd\left(\frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b}\right)10^4 = 123 \cdot 7{,}2\left(\frac{2{,}85}{1{,}05 \cdot 10^6} + \frac{3{,}24}{1{,}3 \cdot 10^6}\right)10^4 \approx 46 \ \mu\text{m},$$

unde :

$$K_a = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu_a = \frac{7{,}2^2 + 5{,}2^2}{7{,}2^2 - 5{,}2^2} - 0{,}33 = 2{,}85,$$

$$K_b = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \nu_b = \frac{10{,}2^2 + 7{,}2^2}{10{,}2^2 - 7{,}2^2} + 0{,}25 = 3{,}24.$$

Se calculează strîngerea necesară corectată (v. tabelul 8) :

$$S_{cor} = S + S_u = 46 + 24 = 70 \ \mu\text{m},$$

unde : $S_u \approx 1{,}2(R_{a\,max} + R_{b\,max}) = 1{,}2(10 + 10) = 24$ μm.

Considerînd că suprafețele pieselor se realizează printr-o strunjire de finisare, rezultă (v. tabelul AI-4) : $R_{a\,max} = R_{b\,max} = 10$ μm ; corecția $S_t = 0$, corecția S_d neglijîndu-se. În funcție de strîngerea corectată S_{cor} se alege un ajustaj*) $H6/t5$, rezultînd toleranțele : pentru alezaj : $\Phi\ 72^{+0{,}019}_{0}$ (STAS 8103-68) ; pentru arbore : $\Phi 72^{+0{,}088}_{+0{,}075}$ (STAS 8102-68).

---

*) Pentru realizarea asamblărilor presate se recomandă :
— ajustaje cu stringeri mari : H6/s5 ; H7/s6 ; H8/s7,
— ajustaje cu stringeri foarte mari : H6/t5 ; H7/t6,
— ajustaje cu stringeri extrem de mari : H6/u5 ; H7/u6 ; H8/u7.

Strîngerea maximă și minimă a ajustajului ales:

$$S_{max} = (d_{a\,max} - d_{b\,min})10^4 = (7{,}2088 - 7{,}2)10^4 = 88\ \mu m;$$

$$S_{min} = (d_{a\,min} - d_{b\,max})10^4 = (7{,}2075 - 7{,}2019)10^4 = 56\ \mu m,$$

strîngerea medie fiind

$$S_{med} = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} = \frac{88+56}{2} = 72\ \mu m > S_{cor} = 70\ \mu m.$$

Se calculează presiunile critice de contact

$$p_{cr\,a} = \frac{1}{2}\sigma_{02\,a}\frac{d^2 - d_1^2}{d^2} = \frac{1}{2}\cdot 1000\,\frac{7{,}2^2 - 5{,}2^2}{7{,}2^2} \approx 239\ \text{daN/cm}^2;$$

$$p_{cr\,b} = \frac{1}{2}\sigma_{r\,b}\frac{d_2^2 - d^2}{d_2^2} = \frac{1}{2}\cdot 2000\,\frac{10{,}2^2 - 7{,}2^2}{10{,}2^2} = 502\ \text{daN/cm}^2$$

și strîngerile critice corectate:

$$S_{cr\,a} = S\frac{p_{cr\,a}}{p} + S_n = 46\,\frac{239}{123} + 24 \approx 113\ \mu m;$$

$$S_{cr\,b} = S\frac{p_{cr\,b}}{p} + S_n = 46\,\frac{502}{123} + 24 = 212\ \mu m,$$

condiția $S_{max} < S_{cr\,min}$ fiind îndeplinită.

Se calculează deformațiile elastice ale pieselor asamblate:

$$\Delta_1 = 2p_{med}\frac{d^2}{d^2 - d_1^2}\cdot\frac{d_1}{E_a}\cdot 10^4 = 2\cdot 128\,\frac{7{,}2^2}{7{,}2^2 - 5{,}2^2}\cdot\frac{5{,}2}{1{,}05\cdot 10^6}\cdot$$
$$\cdot 10^4 \approx 26{,}5\ \mu m;$$

$$\Delta_2 = 2p_{med}\frac{d^2}{d_2^2 - d^2}\cdot\frac{d_2}{E_b}\cdot 10^4 = 2\cdot 128\,\frac{7{,}2^2}{10{,}2^2 - 7{,}2^2}\cdot\frac{10{,}2}{1{,}3\cdot 10^6}\cdot$$
$$\cdot 10^4 \approx 20\ \mu m,$$

cu:

$$p_{med} = \frac{S_{med} - S_n}{d\left(\frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b}\right)10^4} = \frac{72 - 24}{7{,}2\left(\frac{2{,}85}{1{,}05\cdot 10^6} + \frac{3{,}24}{1{,}3\cdot 10^6}\right)10^4} =$$
$$= 128\ \text{daN/cm}^2.$$

Se calculează forța necesară de presare

$F_p = \mu_p \pi d\, l\, p'_{med} = 0{,}07 \cdot 3{,}14 \cdot 7{,}2 \cdot 6 \cdot 192 = 1823$ daN ($\mu_p = 0{,}07$ — v. tabelul AI-3);

$$p'_{med} = \frac{S_{med}}{d\left(\frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b}\right)10^4} = \frac{72}{7{,}2\left(\frac{2{,}85}{1{,}05 \cdot 10^6} + \frac{3{,}24}{1{,}3 \cdot 10^6}\right)10^4} =$$

$$= 192 \text{ daN/cm}^2.$$

Eforturile unitare maxime:

$$\sigma_{a\,max} = 2p_{med}\frac{d^2}{d^2 - d_1^2} = 2 \cdot 128\frac{7{,}2^2}{7{,}2^2 - 5{,}2^2} = 535 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{02\,a} =$$

$$= 1000 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_{b\,max} = p_{med}\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} = 128\frac{10{,}2^2 + 7{,}2^2}{10{,}2^2 - 7{,}2^2} = 382 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{rb} =$$

$$= 2000 \text{ daN/cm}^{2}\text{*}).$$

55 Ce moment de torsiune poate prelua asamblarea presată, cilindrică, cu $d = 100$ mm și $l = 80$ mm? Se cunosc: $\mu = 0{,}08$ și presiunea de contact efectivă $p = 60$ daN/cm².

56 La o asamblare presată, la rece, a rezultat o strîngere necesară $S = 41{,}2$ μm. În cazul în care calitatea suprafețelor în contact este 3,2 (strunjire fină cu metal dur), care dintre ajustajele Φ 70 H8/f8, Φ 70 H8/j7, Φ 70 H7/r6 poate fi folosit pentru realizarea asamblării?

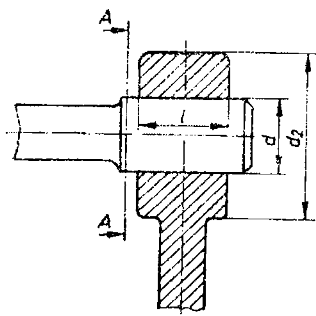
57 O asamblare presată este realizată cu un ajustaj Φ 80 H8/s7. Se cunosc: $d_2 = 110$ mm; materialul arborelui plin OL 50; materialul manșonului Bz 14 T; $R_{a\,max} = R_{b\,max} = 3{,}2$ μm. Să se calculeze momentul de torsiune maxim — care poate fi transmis de asamblare — corespunzător unității de lungime. Se consideră $\mu = 0{,}04$.

58 O asamblare presată, cu diametrul nominal $d = 320$ mm și lungimea $l = 400$ mm, trebuie să funcționeze în două regimuri: în primul caz transmite un moment de torsiune $M_{t\,I} = 2700000$ daN · cm, iar în al doilea — un moment de torsiune $M_{t\,II} = 2240000$ daN · cm și o forță axială $F_a = 70000$ daN. Care regim trebuie luat în considerare în calcul și care este presiunea ce trebuie realizată la montaj, dacă $\mu = 0{,}14$?

59 Să se calculeze asamblarea presată dintre un arbore și un levier (fig. 45); se va alege un ajustaj standardizat. Se cunosc: $M_t = 5000$ daN · cm; $d = 80$ mm; $d_2 = 150$ mm; $l = 100$ mm; materialul arborelui OL 50, iar al levierului OT 50; $\mu = 0{,}08$; $R_{a\,max} = R_{b\,max} = 6{,}3$ μm.

---

*) Deoarece materialele fragile nu au limită de curgere, pentru corpul cricului s-a calculat strîngerea la care intervine ruperea materialului (apariția de crăpături).



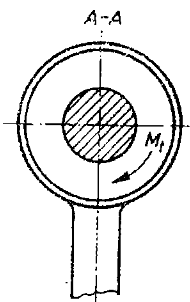


Fig. 45

Fig. 46

60 Să se calculeze asamblarea presată, dintre două tuburi cu pereţi groşi, solicitată de o forţă axială (fig. 46). Se cunosc : forţa axială F_a = 1000 daN ; d = 100 mm ; d_1 = 60 mm ; d_2 = 150 mm ; l = 120 mm ; materialul tuburilor este OL 37 ; $\mu = 0{,}09$; $R_{a\,max} = R_{b\,max} = 3{,}2$ µm.

61 Să se determine eforturile unitare maxime, care apar într-un butuc din fontă, presat pe un arbore plin — din oţel — cunoscîndu-se : diametrul alezajului butucului Φ $150^{+0{,}025}$ mm, diametrul arborelui Φ $150^{+0{,}118}_{+0{,}100}$ mm ; d_2 = 300 mm ; $E_b = 1{,}3 \cdot 10^6$ daN/cm² şi $E_a = 2{,}1 \cdot 10^6$ daN/cm² ; R_{max} = 10 µm, pentru ambele piese asamblate. Să se compare $\sigma_{b\,max}$ cu σ_r al fontei.

62 Strîngerea realizată de un ajustaj presat, după ce s-a scăzut corecţia datorată distrugerii neregularităţilor suprafeţelor de contact S_n, este $S = 10\,d$[µm]*) ; practic, această strîngere se poate obţine prin sortare. Cunoscînd efortul de torsiune din arbore τ_t = 300 daN/cm², să se determine coeficientul de siguranţă cu care se transmite momentul de torsiune prin frecare. Diametrul exterior al butucului $d_2 = 1{,}6\,d$, lungimea asamblării $l = 1{,}25\,d$, $\mu = 0{,}12$, $E = 2{,}1 \cdot 10^6$ daN/cm².

63 Pe arborele unei transmisii, este presată o roată dinţată (fig. 47). Se cunosc : d = 45 mm, d_2 = 75 mm, l = 60 mm, $R_{a\,max}$ = 3,2 µm, $R_{b\,max}$ = 3,2 µm, $\mu = 0{,}09$, $\sigma_{02\,a}$ = 3400daN/ /cm² (OLC 45), $\sigma_{02\,b}$ = 6000 daN/cm² (16 MC10). Se vor determina : strîngerea minimă S_{min} şi maximă S_{max}, corespunzătoare ajustajului Φ 45 H7/r6 ; presiunea de contact, corespunzătoare strîngerii minime, p_{min}, maxime p_{max} şi medii, p_{med} ; eforturile maxime din arbore $\sigma_{a\,max}$ şi din butuc $\sigma_{b\,max}$, corespunzătoare strîngerii medii a ajustajului ales ; forţa de presare necesară F_p, corespunzătoare presiunii medii ; momentul de torsiune capabil a fi transmis de asamblare $M_{t\,cap}$, corespunzător strîngerii medii (μ_p = 0,1).

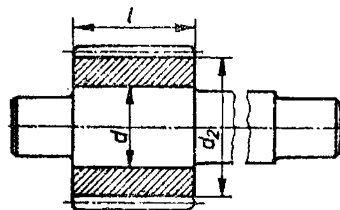


Fig. 47

64 Pentru asamblarea unei coroane dinţate — executată din oţel aliat — cu butucul respectiv — executat din fontă — se foloseşte presarea la rece (fig. 48). Se cunosc : M_t = 82000 daN · cm, d = 500 mm,

*) d, în cm.

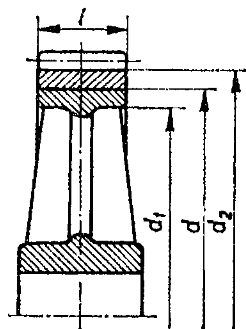


Fig. 48

$d_2 = 540$ mm, $d_1 = 460$ mm, $l = 100$ mm, $R_{a\,max} = 30\mu m$, $R_{b\,max} = 20$ µm, $\sigma_{02\,b} = 6700$ daN/cm², $\sigma_{ra} = 2000$daN/cm², $\mu = 0{,}07$. Să se calculeze : presiunea de contact necesară p ; strîngerea necesară corectată S_{cor} ; presiunile critice de contact $p_{cr\,a}$ și $p_{cr\,b}$; strîngerile critice corectate $S_{cr\,a}$ și $S_{cr\,b}$; toleranțele pieselor, care să respecte strîngerea necesară corectată ($S_{cor} < S_{min}$) și strîngerile critice corectate ($S_{cr\,min} > S_{max}$) ; temperatura la care ar trebui încălzită coroana — dacă montarea s-ar executa la cald — în cazul strîngerii S_{max} a ajustajului ales și pentru $t_0 = 20°C$*). Se consideră $\alpha_b = 1{,}1 \cdot 10^{-5}$ grd⁻¹.

65 O roată, din fontă, este montată pe un arbore, din oțel, prin presare la rece. Se cunosc : $d = 90$ mm, $d_2 = 140$ mm, $l = 100$ mm, $R_{a\,max} = 6{,}3$ µm, $R_{b\,max} = 6{,}3$ µm, $\sigma_{02\,a} = 2700$ daN/cm², $\sigma_{r\,b} = 2500$ daN/cm², $E_a = 2{,}1 \cdot 10^6$ daN/cm², $E_b = 1{,}3 \cdot 10^6$ daN/cm², $\mu = 0{,}08$. Să se determine : strîngerea minimă și maximă, corespunzătoare ajustajului Φ 90 H8/s7**) ; strîngerea maximă, minimă și medie (efective) ; presiunile de contact corespunzătoare strîngerii minime, maxime și medii ; momentul de torsiune capabil, corespunzător strîngerii medii ; eforturile unitare maxime din piesele asamblate, corespunzătoare strîngerii medii ; la o strîngere $S = 50$ µm, cu cît trebuie să fie răcit arborele de la temperatura $t_0 = 20°C$, pentru ca forța de presare să devină nulă? Se consideră $\alpha_a = 0{,}85 \cdot 10^{-5}$ grd⁻¹ ***).

66 O pîrghie din bronz este presată pe un arbore din oțel (fig. 49). Se cunosc : $F = 40$ daN, $\alpha = 30°$, $L = 150$ mm, $d = 25$ mm, $d_2 = 50$ mm, $l = 30$ mm, $R_{a\,max} = R_{b\,max} = 6{,}3$ µm, $\sigma_{02\,a} = 2400$ daN/cm², $\sigma_{02b} = 1700$ daN/cm², $\mu = 0{,}05$. Să se calculeze : momentul de torsiune la arbore ; strîngerea minimă și maximă pentru ajustajul H6/t5 (echivalente cu strîngerile corectate) ; strîngerea maximă și minimă, obținute după scăderea corecției S_n ; presiunea corespunzătoare strîngerii maxime ; eforturile unitare maxime, corespunzătoare strîngerii maxime ; este posibilă apariția acestor eforturi? Să se verifice dacă toleranțele alese sînt bune ($M_{t\,cap} \geq M_t$ — considerîndu-se, în acest calcul, presiunea medie) ; în caz contrar, să se aleagă toleranțele corespunzătoare.

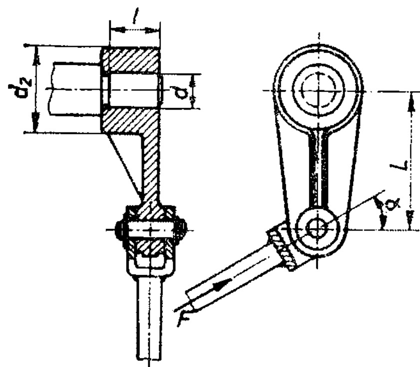


Fig. 49

---

*) $t = \frac{S_{max}}{\alpha_b d} 10^{-4} - t_0$, în °C ; d, în cm ; pentru a compensa răcirea piesei în timpul montajului la temperatura calculată se adaugă 50°C.

**) Aceste strîngeri sînt echivalente cu strîngerile corectate.

***) $t = t_0 - \frac{S}{\alpha_a\, d} 10^{-4}$, în °C ; d, în cm.

5

ASAMBLĂRI PRIN ȘURUBURI

NOTAȚII FOLOSITE

A_s, A_p — aria secțiunii transversale a șurubului, respectiv aria secțiunii transversale a pieselor (care participă la preluarea sarcinii);
c, c_σ — coeficienți de siguranță;
c_f — coeficientul de siguranță la flambaj;
k_s, k_p — rigiditatea șurubului, respectiv a pieselor strînse;
k_{sp}, k_{sc} — rigiditatea spirelor filetului piuliței, respectiv a capului șurubului;
d, d_2, d_1 — diametrele exterior, mediu și interior ale filetului;
d_t — diametrul tijei nefiletate;
D_m, R_m — diametrul mediu, respectiv raza medie a suprafeței de contact dintre piuliță și piesele strînse sau dintre capul șurubului și cupă;
E_s, E_k, E_p — modulul de elasticitate al șurubului, piuliței și al pieselor strînse;
F_0, F'_0 — forța de prestrîngere inițială, respectiv remanentă;
h — grosimea spirei pe diametrul d_1;
h_c — înălțimea capului șurubului;
H_1 — înălțimea activă a filetului;
i — numărul suprafețelor de frecare;
l, l_f — lungimea activă (de lucru) a șurubului, respectiv lungimea de flambaj;
M_{t1} — momentul de răsucire sau momentul de frecare din cupla elicoidală;
M_{tc} — momentul de frecare din cupă sau din capul șurubului;
n, n_s, — numărul suprafețelor de forfecare, respectiv numărul șuruburilor din asamblare;
p — pasul filetului;
p_a^*, $p_{a\,mu}$ — presiunea admisibilă, pentru șuruburile de mișcare, respectiv pentru șuruburile de la mașinile-unelte;
z — numărul de spire al piuliței;
α, β_m — unghiul filetului, respectiv unghiul mediu de înclinare a spirei;
β, β_k — coeficientul de siguranță la alunecarea reciprocă a tablelor, respectiv coeficientul efectiv de concentrare;

ε, γ	—	factorul dimensional, respectiv coeficientul de calitate a suprafeței;
μ	—	coeficientul de frecare;
λ, λ_0	—	coeficientul de zveltețã, respectiv coeficientul critic;
χ	—	coeficientul de rigiditate al asamblării;
ξ	—	coeficientul de siguranță la prestrîngere;
σ_a, σ_m	—	amplitudinea, respectiv efortul unitar mediu al ciclului variabil de solicitare;
σ_{as}	—	rezistența admisibilă la solicitarea de strivire;
σ_p	—	limita de proporționalitate a materialului;
σ_{pr}	—	efortul unitar de prestrîngere;
$\sigma_r(\tau_r)$, σ_{02}	—	rezistența la rupere, respectiv limita de curgere a materialului;
σ_t, σ_{at}	—	efortul unitar de tracțiune, respectiv rezistența admisibilă;
τ_{af}	—	rezistența admisibilă la solicitarea de forfecare;
φ, φ'	—	unghiul de frecare, respectiv unghiul de frecare redus.

RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

Șuruburi de fixare. Asamblările prin șuruburi — solicitate static — se calculează în funcție de modul de acționare a sarcinii în raport cu axa șurubului, relațiile și recomandările necesare fiind prezentate în tabelele 9 și 10.

Tabelul 9

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul șuruburilor de fixare, solicitate axial, static [12, 13, 24, 27, 52].

Tipul șurubului Schema de solicitare	Relațiile de calcul. Recomandări	Rezistențe admisibile
Șuruburi montate fără prestrîngere F F	$d_1 = \sqrt{\frac{4}{\pi}\frac{F}{\sigma_{at}}}$ Se alege — din STAS — diametrul d_1 cel mai apropiat, imediat superior. Se efectuează verificarea rezistenței spirelor filetului — la forfecare — în următoarele cazuri [52]: — număr mic de spire; — diferență însemnată între rezistența materialelor șurubului și piuliței; — pentru filete cu $d/p > 10\ldots12$, cu relația $F \approx \pi d_1 hz\tau_r$ sau $z = \frac{F}{\pi d_1 h\tau_r} \leqslant 10.$	$\sigma_{at} = 0{,}6\sigma_{02}$; σ_{02}, v. tabelul AII—8 $\tau_r = (0{,}6\ldots0{,}7)\sigma_r$ (pentru oțel); $\tau_r = (0{,}65\ldots0{,}75)\sigma_r$ (pentru aliaje de Mg); $\tau_r = (0{,}75\ldots0{,}85)\sigma_r$ (pentru aliaje de Al și titan); σ_r, v. tabelul AII—8.

Tabelul 9 (continuare)

Tipul şurubului. Schema de solicitare	Relaţiile de calcul. Recomandări	Rezistenţe admisibile
Şuruburi montate cu prestrîngere, nesolicitate de sarcini exterioare **).	Se dimensionează şuruburile : $d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}3 \cdot F_0}{\pi\sigma_{at}}}$ *) sau, se alege constructiv diametrul şuruburilor verificîndu-se $\sigma_t = \frac{4 \cdot 1{,}3 \cdot F_0}{\pi d_1^2} \leqslant \sigma_{at},$ unde : $F_0 = (0{,}4\ldots0{,}6)\sigma_{02}\pi d_1{}^2/4,$ pentru oţeluri aliate ; $F_0 = (0{,}6\ldots0{,}7)\sigma_{02}\,\pi d^2{}_1/4,$ pentru oţeluri carbon. — Momentul necesar pentru stringerea şurubului (piuliţei) : $M_{tot} = Mt_1 + Mt_2,$ unde : $Mt_1 = F_0\frac{d_2}{2}\operatorname{tg}(\beta_m + \varphi')$; $Mt_2 = F_0\frac{D_m}{2}\mu_1$; $D_m \approx 1{,}4d.$ — Forţa care trebuie aplicată la cheia normală $Q = \frac{M_{tot}}{L},$ unde $L = (12\ldots20)\,d.$	$\sigma_{at} = \sigma_{02}/c$; σ_{02}, v. tabelul AII—8 ; c, v. tabelul AI—5

*) S-a luat în considerare şi solicitarea suplimentară de răsucire care apare la montaj.
**) Se folosesc, de exemplu, la : asamblarea carcaselor reductoarelor, a capacelor recipienţilor de joasă presiune, la fixarea pompei de ulei de carterul motorului cu ardere internă etc.

Tabelul 10

Relaţiile şi recomandările necesare pentru calculul şuruburilor de fixare, solicitate static de sarcini transversale [12, 13, 24, 27, 52].

Schema de solicitare	Relaţiile de calcul	Recomandări. Rezistenţe admisibile
Şuruburi montate cu joc	$F_0 = \beta\frac{P}{\mu i}$; $d_1 \geqslant \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}3 \cdot F_0}{\pi\sigma_{at}}}$ *)	$\beta = 1{,}5\ldots2$; $\mu = 0{,}1\ldots0{,}15$ — suprafeţe prelucrate ; $\mu = 0{,}2\ldots0{,}25$ — suprafeţe neprelucrate ; $\mu = 0{,}06$ — peliculă de lubrifiant. $\sigma_{at} = \sigma_{02}/c$; σ_{02} — din tabelul AII—8 ; c — din tabelul AI—5.

*) S-a luat în considerare şi solicitarea suplimentară de răsucire, care apare la montaj.

Schema de solicitare	Relațiile de calcul	Recomandări Rezistențe admisibile
Șuruburi montate fără joc (păsuite)	$P \leqslant \frac{\pi d_t^2}{4} n\tau_{af}$; $d_t \geqslant \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi n \tau_{af}}}$. Se verifică: $\sigma_s = \frac{P}{l_2 d_t} \leqslant \sigma_{as}$ și $\sigma_s = \frac{P}{l_1 d_t} \leqslant \sigma_{as}$.	$\tau_{af} = 0{,}4\sigma_{02}$ — sarcini statice; $\tau_{af} = (0{,}2\ldots0{,}3)\sigma_{02}$ — sarcini variabile; $\sigma_{as} = (0{,}3\ldots0{,}4)\sigma_{02}$.

Metodica de calcul a șuruburilor montate cu prestrîngere inițială — asupra cărora acționează și forța de exploatare F — este redată în tabelul 11. Asamblările prin șuruburi solicitate de sarcini variabile se montează cu prestrîngere inițială, calculul acestora efectuîndu-se după metodica indicată în tabelul 11.

Șuruburi de mișcare. Relațiile și metodica de calcul a șuruburilor de mișcare sînt prezentate în tabelul 12.

Tabelul 11

Metodica și recomandările necesare pentru calculul șuruburilor de fixare — montate cu prestrîngere —solicitate axial *) [12,24,27,52].

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Numărul de șuruburi	În funcție de construcția piesei și de posibilitățile de montare
Forța care acționează asupra unui șurub, F.	Se stabilește forța exterioară care acționează asupra celui mai solicitat șurub din asamblare
Diametrul interior al filetului, d_1.	$d_1 \geqslant \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}3F_s}{\pi\sigma_{at}}}$ **) sau $d_1 = \sqrt{\frac{4}{\pi}\frac{F_s}{\sigma_{at}}}$, alegîndu-se în prealabil materialul și tratamentul termic necesar, în funcție de scopul și caracterul asamblării, precum și de tehnologia de prelucrare; $\sigma_{at} = 0{,}6\,\sigma_{02}$; σ_{02}, v. tabelul AII—8. Se alege, din STAS, filetul standardizat. F_s se prelimineazã conform indicațiilor din acest tabel, urmînd ca după dimensionare să se recalculeze coeficientul de rigiditate $\varkappa$ al asamblării

*) Asupra acestor șuruburi acționează și o forță de exploatare F; se întîlnesc la asamblarea capacelor de la biele, la chiulasele motoarelor cu ardere internă, la capacele recipienților de înaltă presiune, la flanșele conductelor cu presiune înaltă etc.

**) Se folosește numai în cazul în care șuruburile se string sub sarcină.

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Rigiditatea șurubului, k_s.	Șurubul cu cap hexagonal și șurub prizonier ***) — șuruburi lungi ($l \geq 6\ d$): $$k_s = \frac{E_s A_s}{l}$$ — secțiune constantă; $$k_s = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} \frac{l_i}{E_s A_{si}}}$$ — secțiune variabilă; — șuruburi scurte ($l < 6d$) [52] $$k_s = \frac{1}{\frac{1}{E_s}\sum_{i=1}^{n}\frac{l_i}{A_{si}} + \frac{1}{k_{sp}} + \frac{1}{k_{sc}}},$$ unde: $$k_{sp} = \frac{1}{0{,}95\ldots0{,}80} Ed, \text{ pentru } \frac{d}{p} = 6\ldots10;$$ $$k_{sp} = \frac{1}{0{,}80\ldots0{,}70} Ed, \text{ pentru } \frac{d}{p} = 10\ldots20;$$ $$\frac{1}{E} = \frac{1}{2}\left[\frac{1}{E_s} + \frac{1}{E_k}\right]; \quad k_{sc} = \frac{h_c E_s}{0{,}15}.$$
Rigiditatea pieselor strînse, k_p.	Asamblări cu șurub cu cap hexagonal și piuliță ***) $$k_p = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n}\frac{l_{pi}}{E_{pi}\ A_{pi}}};$$ $$A_{pi} = \frac{\pi}{4}[(S + l_{pi}\operatorname{tg}\gamma)^2 - d_0^2].$$ Asamblări cu șurub prizonier ***) $$k_p = \frac{1}{\frac{l_p}{E_p A_p}}; \quad A_p = \frac{\pi}{4}[(S + l_{pi}\operatorname{tg}\gamma)^2 - d_0^2];$$ $\gamma = 22° \ldots 27°$

***) Relațiile sînt valabile pentru $l_p < d_0$.

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Forța de prestrîngere inițială, F_0	$F_0 = \xi F(1 - \varkappa)$, $\xi = 1{,}25\ldots1{,}50$, sarcini constante; $\xi = 2{,}5\ldots4{,}0$, sarcini variabile; $\varkappa = \frac{k_s}{k_s + k_p} = 0{,}2\ldots0{,}3$, limita inferioară recomandîndu-se pentru șuruburile elastice. Se verifică: $F_0 \leqslant F_{0\,lim}$; $F_{0\,lim} \approx (0{,}4\ \ldots\ 0{,}6)\sigma_{02}\pi d_1^2/4$, pentru oțeluri aliate. $F_{0\,lim} \approx (0{,}6\ldots0{,}7)\sigma_{02}\pi d_1^2/4$, pentru oțeluri carbon.
Forța de prestrîngere remanentă, F'_0	$F'_0 = F_0 - (1 - \varkappa)F$ Pentru asigurarea etanșeității este necesar: $F'_0 > F'_{0min}$; $F'_{0min} = (0{,}25\ldots0{,}5)F$.
Forța totală pe șurub, F_s	$F_s = F_0 + \varkappa F$.
Efortul unitar de tracțiune σ_t	— în tija filetată: $\sigma_{t1} = \frac{4F_s}{\pi d_1^2}$ — în tija nefiletată, numai dacă $d_t \leqslant d_1$: $\sigma_{t2} = \frac{4F_s}{\pi d_t^2}$.
Momentul de răsucire, M_{t1}	$M_{t1} = F_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi')$
Efortul unitar de răsucire, τ_t	— în tija filetată: $\tau_{t1} = \frac{M_{t1}}{0{,}2\,d_1^3}$ — în tija nefiletată $\tau_{t2} = \frac{M_{t1}}{0{,}2\,d_t^3}$.
Efortul unitar redus, σ_{red}	$\sigma_{red\,1,2} = \sqrt{\sigma_{t_{1,2}}^2 + 3\tau_{t_{1,2}}^2}$
Coeficientul de siguranță, în raport cu limita de curgere	— tija filetată $c = 1{,}15\frac{\sigma_{02}}{\sigma_{red\,1}}$; — tija nefiletată $c = \frac{\sigma_{02}}{\sigma_{red\,2}}$; valorile obținute se compară cu valorile indicate în tabelul AI—5
Înălțimea piuliței, m	În general, conform STAS: $m = 0{,}8\ d$.
Se verifică rezistența spirelor	Numai în cazul piulițelor scurte, al piulițelor executate din materiale cu rezistență redusă sau în cazul asamblării tuburilor.
Amplitudinea σ_a și efortul unitar mediu σ_m, al ciclului de solicitare ****)	$\sigma_a = \frac{\varkappa}{2}\frac{F}{A_s}$; $\sigma_m = \sigma_{pr} + \sigma_a$; $\sigma_{pr} = \frac{F_0}{A_s} = \frac{4F_0}{\pi d_1^2}$.
Coeficientul de siguranță la oboseală, c_σ	Se determină numai pentru solicitările normale, cu una din relațiile indicate în tabelul AI—6 și se compară cu $c_{\sigma a}$: $c_{\sigma a} = 1{,}5\ldots2{,}5$.

****) Cel mai frecvent caz — întîlnit în practică — îl constituie variația forței exterioare după un ciclu pulsator.

Tabelul 12

Metodica și recomandările necesare pentru calculul șuruburilor de mișcare [6, 7, 12, 13, 27]

Elementul de calcul	Relațiile de calul și recomandările necesare
	A. Șuruburile aparatelor de ridicat
Tipul filetului	În funcție de condițiile impuse și de direcția forței se alege tipul (profilul) filetului. Se stabilește numărul de începuturi — unul, două sau mai multe — după tipul transmisiei
Diametrul interior al șurubului, d_1	$d_1 \geqslant \sqrt{\dfrac{4 \cdot 1{,}3F}{\pi\sigma_{at\,(c)}}}$ În general: $\sigma_{at\,(c)} = (0{,}2\ldots0{,}3)\sigma_{02}$ Pentru OL 50: — $\sigma_{at\,(c)} = 400\ldots600$ daN/cm², pentru $d_1 \leqslant 30$ mm, — $\sigma_{at\,(c)} = 600\ldots800$ daN/cm², pentru $d_1 > 30$ mm. Se standardizează filetul astfel ca $d_{1\,STAS} \geqslant d_1$.
Condiția de autofrinare	$\beta_m \leqslant \varphi'$; $\beta_m = \text{arc tg}\,\dfrac{p}{\pi d_2}$; μ — v. tabelul AI — 7 $\varphi' = \text{arc tg}\,\dfrac{\mu}{\cos\dfrac{\alpha}{2}}$.
Se verifică șurubul la solicitare compusă, σ_{red}. $D_m=2R_m$	$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{t(c)}^2 + 4\tau_t^2} \leqslant \sigma_{at\,(c)}$ $\sigma_{t\,(c)} = \dfrac{4F}{\pi d_1^2}$; $\tau_t = \dfrac{M_{tot}}{0{,}2\,d_1^3}$; $M_{tot} = M_{t1} + M_{tc}$; $\begin{cases} M_{t1} = F\,\dfrac{d_2}{2}\,\text{tg}\,(\beta_m + \varphi'); \\ M_{tc} = \mu\,R_m F. \end{cases}$
Coeficientul de zveltețe, λ	Se efectuează un calcul de stabilitate (flambaj), în cazul în care $l_f \geqslant 10\,d_1$; l_f — în funcție de modul de rezemare a capetelor șurubului (v. fig. AI—1). Se calculează $\lambda = \dfrac{l_f}{i}$; $\left\{ i = \sqrt{\dfrac{I}{A_s}}\right.$; $I = \dfrac{\pi d_1^4}{64}\left(1 + \dfrac{d}{d_1}\right)$ Dacă $\lambda > \lambda_0$, se determină: $c_f = \dfrac{\pi^2 EI}{F l_f^2} = 3\ldots5$; Dacă $\lambda < \lambda_0$, se determină: $c_f = \dfrac{\sigma_f}{\sigma_{02}} = 3\ldots5$; unde: $\sigma_f = 3100 - 11{,}4\lambda$, pentru OL 37; $\sigma_f = 3350 - 6{,}2\lambda$, pentru OL 50. $\lambda_0 = \sqrt{\dfrac{\pi E}{\sigma_p}}$.

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Numărul de spire, z	$z = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_1^2)p_a^*} \leqslant 10$; p_a^*, din tabelul AI–7. Se verifică spira filetului : $\sigma_i = \frac{3}{\pi}\frac{FH_1}{d_1 h^2 z} \leqslant \sigma_{ai}$; $\tau_f = \frac{F}{\pi d_1 hz} \leqslant \tau_{af}$. $h \approx 0{,}85\ p$ – filet trapezoidal ; $h \approx 0{,}5\ p$ – filet patrat ; $\sigma_{ai} = (0{,}3 \ldots 0{,}5)\ \sigma_{02}$.
Înălțimea piuliței, m	$m = zp$
Se determină celelalte elemente constructive, în funcție de tipul mecanismului sau aparatului de ridicat.	
B. Șurubul conducător de la mașinile-unelte	
Sarcina F	Se calculează conform metodelor folosite la calculul mașinilor-unelte sau este indicată în temă.
Pasul și numărul de începuturi	Se determină din considerente cinematice, la mașina – unealtă respectivă.
Diametrul mediu al filetului, d_2	Se calculează din considerente de uzură $d_2 = \sqrt{\frac{F}{\pi\psi_m \psi_t p_{a\,mu}}}$; $\begin{cases}\psi_t = \frac{H_1}{p} = 0{,}5 \text{– filet trapezoidal} \\ \psi_m = \frac{m}{d_2} = 3 \pm 0{,}5.\end{cases}$ $p_{a\,mu}$ – v. tabelul AII–9. Din STAS – în funcție de d_2 calculat – se aleg elementele principale ale filetului.
Verificarea rezistenței la solicitări compuse, σ_{red} :	$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{t(c)}^2 + 4\tau_t^2} \leqslant \sigma_{at(c)}$, la fel ca la șuruburile de la cricuri. Observație : Verificarea este obligatorie în cazul șuruburilor puternic solicitate : forțe de tracțiune (compresiune) și momente de răsucire mari.
Verificarea la flambaj, c_f	Numai în cazul în care $l_f > (7{,}5 \ldots 10)\ d_1$, la fel ca la șurubul de cric. Se recomandă [7] $c_f = 4{,}5 \ldots 4$, pentru șuruburile verticale ; $c_f \geqslant 4$, pentru șuruburile orizontale, $c_f < 4$, pentru șuruburile de la mașinile de frezat.

Observație : Celelalte elemente se determină la fel ca la șuruburile aparatelor de ridicat.

La şuruburile cricurilor sau aparatelor de ridicat este necesară respectarea condiţiei de autofrînare ($\beta_m < \varphi'$), la şuruburile mecanismelor de transmitere a mişcării fiind importantă obţinerea unui randament bun.

La şuruburile conducătoare, de la maşinile-unelte, se foloseşte — în majoritatea cazurilor — filetul trapezoidal; pentru şuruburile de precizie se recomandă întrebuinţarea filetului pătrat.

În ceea ce priveşte alegerea tipului de filet se pot da următoarele recomandări : în cazul unor forţe de valoare medie şi de direcţie constantă se poate folosi filetul pătrat, care are şi un randament mare ; dacă valoarea forţei este mare, iar direcţia acesteia este variabilă, se recomandă întrebuinţarea filetului trapezoidal, care are, însă, un randament mai mic — cu 4. . .5%—comparativ cu filetul pătrat ; filetul ferăstrău se întrebuinţează în cazul unor forţe mari, de direcţie constantă, avînd acelaşi randament ca filetul pătrat.

67 Să se determine forţa—la cheia fixă normală — necesară pentru strîngerea şuruburilor M10, de la carcasa unui reductor, forţa axială necesară pe şurub fiind $F_0 = 200$ daN. Lungimea cheii este $L = 15\,d$, iar coeficienţii de frecare $\mu = 0{,}11$ şi $\mu_1 = 0{,}16$.

Rezolvare :

Se determină momentul total de strîngere care trebuie învins de forţa aplicată la cheie M_{tot} (v. tabelul 9) :

$$M_{tot} = F_0\left[\frac{d_2}{2}\,\mathrm{tg}(\beta_m + \varphi') + \mu_1 R_m\right] = 200\left[\frac{0{,}9}{2}\,0{,}176 + 0{,}16 \cdot 0{,}7\right] = 38{,}2 \text{ daN} \cdot \text{cm} ;$$

în această relaţie, s-au introdus următoarele valori, alese din STAS sau calculate : $d_2 = 0{,}9$ cm ; $\mathrm{tg}\,\beta_m = \dfrac{p}{\pi d_2} = \dfrac{0{,}15}{3{,}14 \cdot 0{,}9} = 0{,}053$, deci $\beta_m = 3°$;

$$\varphi' = \mathrm{arc\,tg}\frac{\mu}{\cos\frac{\alpha}{2}} = \mathrm{arc\,tg}\frac{0{,}11}{\cos\frac{60°}{2}} = 7° ; \quad \mathrm{tg}(\beta_m + \varphi') = \mathrm{tg}\,10° = 0{,}176 ;$$

$$D_m = 2R_m = 1{,}4\ d,$$

rezultînd $R_m = 0{,}7$ cm.

Se calculează forţa aplicată la cheie :

$$Q = \frac{M_{tot}}{L} = \frac{38{,}2}{15 \cdot 1} = 2{,}54 \text{ daN}.$$

68 Sistemul de antrenare al pînzei unui ferăstrău circular—cu diametrul exterior $D = 600$ mm — este indicat în fig. 50. Se cunosc : forţa de tăiere necesară $F = 32$ daN, coeficientul de frecare dintre discuri $\mu = 0{,}15$, diametrul mediu al suprafeţelor de frecare $D_m = 135$ mm ; $\beta = 1{,}6$. Să se dimensioneze capul filetat al axului.

Rezolvare :

Din momentul de torsiune M_t — care acționează asupra ferăstrăului — se determină forța de frecare F_1 care acționează pe suprafața dintre cele două discuri :

$$M_t = F\frac{D}{2} = F_1\frac{D_m}{2}\ ;\ F_1 = \frac{D}{D_m}F.$$

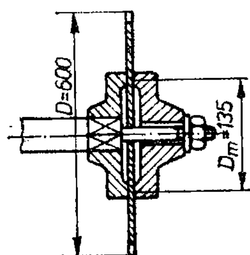


Fig. 50

În funcție de această forță de frecare, se stabilește forța de prestrîngere a capului filetat :

$$F_0 = \beta\frac{F_1}{\mu},$$

diametrul acestuia calculîndu-se — din condiția de rezistență la întindere — cu relația (v. tabelul 9) :

$$d_1 = \sqrt{\frac{4\cdot 1{,}3\cdot F_0}{\pi\sigma_{at}}}$$

sau

$$d_1 = \sqrt{\frac{4\cdot 1{,}3DF\beta}{D_m\,\mu\pi\,\sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4\cdot 1{,}3\cdot 60\cdot 32\cdot 1{,}6}{13{,}5\cdot 0{,}15\cdot 3{,}14\cdot 1000}} = 1{,}58\text{ cm},$$

adoptîndu-se $\sigma_{at} = \sigma_{02}/c = 30/3 = 10$ daN/mm² (OLC 35, STAS 880-66), conform tabelului AII-8. În concluzie, este necesară filetarea capului cu M20.

69 Să se determine în care ipoteză de asamblare — șuruburi montate cu joc sau șuruburi păsuite — se obține cel mai mic diametru al șuruburilor de fixare a celor două semicuplaje, ale unui cuplaj cu flanșe (fig. 51). Se cunosc : diametrul de dispunere al șuruburilor

$$D_0;\ \sigma_{at} = 0{,}6\ \sigma_{02};\ \tau_{af} = 0{,}25\ \sigma_{02};\ \mu = 0{,}18.$$

Rezolvare :

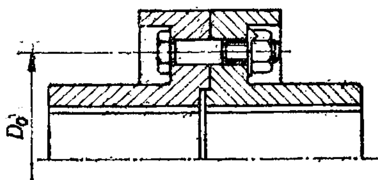


Fig. 51

În ipoteza montării cu joc a șuruburilor, acestea trebuie prestrînse cu forța (v. tabelul 10) :

$$F_0 = \beta\frac{P}{\mu i} = \frac{2\beta M_t}{\mu n_s D_0},$$

unde : $P = \dfrac{2Mt}{n_s D_0}$, iar $i = 1$.

Diametrul necesar al șuruburilor se determină din condiția de rezistență la tracțiune $\sigma_t = \dfrac{4\cdot 1{,}3F_0}{\pi d_1^2} \leqslant \sigma_{at}$ (v. tabelul 9), obținîndu-se :

$$d_1^2 = \frac{8\cdot 1{,}3\beta M_t}{\mu\pi n_s D_0\sigma_{at}} = \frac{8\cdot 1{,}3\beta M_t}{\mu\pi n_s D_0 0{,}6\ \sigma_{02}}$$

În ipoteza șuruburilor *păsuite**) apare o solicitare de forfecare — în planul de separație al celor două flanșe — efortul unitar de forfecare, din porțiunea nefiletată a șuruburilor, fiind:

$$\tau_f = \frac{P}{A_s} = \frac{2M_t}{n_s D_0} \cdot \frac{1}{\frac{\pi d_t^2}{4}} = \frac{8M_t}{\pi n_s D_0 d_t^2} \leqslant \tau_{af},$$

de unde:

$$d_t^2 = \frac{8 M_t}{\pi n_s D_0 \tau_{af}} = \frac{8 M_t}{\pi n_s D_0 \; 0{,}25 \; \sigma_{02}}.$$

Înlocuind $\mu = 0{,}18$ și $\beta = 1{,}5$ se obține:

$$\frac{d_1^2}{d_t^2} = \frac{\dfrac{8 \cdot 1{,}3 \; \beta \; M_t}{\mu \pi \; n_s D_0 0{,}6 \; \sigma_{02}}}{\dfrac{8 \; M_t}{\pi n_s D_0 0{,}25 \; \sigma_{02}}} = \frac{1{,}3 \cdot 1{,}5 \cdot 0{,}25}{0{,}18 \cdot 0{,}6} = 4{,}5,$$

deci: $d_1 = 2{,}12 \; d_t$.

În concluzie, cel mai mic diametru se obține în cazul șuruburilor păsuite.

70 Să se predimensioneze șuruburile de fixare ale unui capac de rezervor (fig. 52), știind că acestea sînt montate cu prestrîngere. Se cunosc: presiunea din rezervor $p = 5$ daN/cm² și diametrul rezervorului $D = 200$ mm. Se adoptă numărul de șuruburi: $n_s = 5$.

Rezolvare:

Se determină forța de exploatare care acționează asupra unui șurub F_1:

$$F_1 = \frac{F}{n_s} = \frac{\pi D^2 p}{4 n_s} = \frac{3{,}14 \cdot 20^2 \cdot 5}{4 \cdot 5} = 314 \text{ daN}.$$

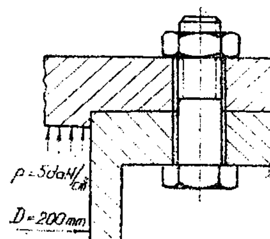


Fig. 52

Se calculează — conform tabelului 11 — forța F_0, ținînd seama și de condiția de etanșeitate:

$$F_0 = \xi F_1(1-\chi) = 1{,}25 \cdot 314(1-0{,}2) = 314 \text{ daN},$$

adoptîndu-se $\xi = 1{,}25$ (sarcini constante) și $\chi = 0{,}2$. În acest caz, forța totală care acționează asupra șurubului va fi:

$$F_s = F_0 + \chi F_1 = 314 + 0{,}2 \cdot 314 = 377 \text{ daN}.$$

*) Fără joc.

Se predimensionează şuruburile :

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_s}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 377}{3{,}14 \cdot 1800}} = 0{,}516 \text{ cm},$$

adoptînd preliminar materialul pentru şurub din grupa 5.6, cu $\sigma_{02} = 3000$ daN/cm² ($\sigma_{at} = 0{,}6\ \sigma_{02} = 0{,}6 \cdot 3000 = 1800$ daN/cm²). Din STAS 510-74 se alege filetul M8 cu $d_1 = 0{,}6647$ cm.

În final se verifică condiţia $F_0 < F_{0lim}$(v. tabelul 11) :

$$F_{0lim} = 0{,}6\ \sigma_{02}\frac{\pi d_1^2}{4} = 0{,}6 \cdot 3000\ \frac{3{,}14 \cdot 0{,}6647^2}{4} = 615 \text{ daN};$$

$$F_0 = 314 < F_{0lim} = 615 \text{ daN}.$$

71 Grinda din fig. 53 — folosită ca sprijin pentru o platformă pe care se fixează o instalaţie — este montată pe pilon cu două şuruburi M16, executate dintr-un material din grupa 4.6 ($\sigma_{02} = 2400$ daN/cm² — v. tabelul AII-8). Să se determine : forţa F_1 care revine şurubului *1* ; efortul unitar de întindere din tija şurubului *1* ; valoarea braţului a pentru a se evita suprasolicitarea la întindere a şurubului *1* (se neglijează F_2) ; care este dimensiunea de şurub care poate evita suprasolicitarea acestuia ?

Rezolvare :

Din condiţia de echilibru a momentelor faţă de punctul A se obţine :

$$F_1(a + 3{,}5) + F_2 3{,}5 = F \cdot 100 : \frac{F_1}{F_2} = \frac{a + 3{,}5}{3{,}5}\ ;\ F_2 = \frac{F_1 \cdot 3{,}5}{a + 3{,}5}$$

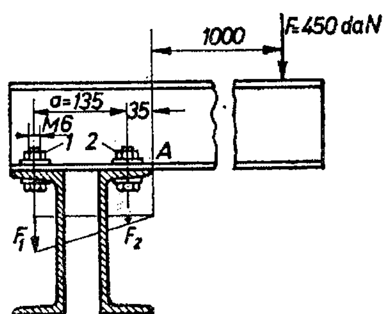


Fig. 53

de unde :

$$F_1(a + 3{,}5) + F_1\frac{3{,}5^2}{a + 3{,}5} = F \cdot 100,$$

sau

$$F_1 = F\frac{100(a + 3{,}5)}{(a + 3{,}5)^2 + 3{,}5^2} = 450\frac{100 \cdot 17}{17^2 + 3{,}5^2} =$$

$$= 2539 \text{ daN}.$$

Efortul unitar de întindere din şurubul *1* este :

$$\sigma_t = \frac{4F_1}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 2539}{3{,}14 \cdot 1{,}38^2} = 1697 \text{ daN/cm}^2;$$

pentru M16 rezultînd, din STAS, $d_1 = 1{,}3835$ cm. Rezistența admisibilă pentru materialul ales este $\sigma_{at} = 0{,}6\ \ \sigma_{02} = 0{,}6 \cdot 2400 = 1440$ daN/cm². Prin urmare, $\sigma_t > \sigma_{at}$.

Forța maximă din șurubul *1* pentru $\sigma_{at} = 1440$ daN/cm² (neglijînd F_2) :

$$F'_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}\ \sigma_{at} = \frac{3{,}14 \cdot 1{,}38^2}{4} \cdot 1440 = 2153 \text{ daN},$$

iar brațul a' va fi :

$$F'_1(a' + 3{,}5) = F \cdot 100\,;$$

$$a' = \frac{F \cdot 100 - F'_1 \cdot 3{,}5}{F'_1} = \frac{450 \cdot 100 - 2153 \cdot 3{,}5}{2170} = 17{,}40 \text{ cm}.$$

Pentru evitarea suprasolicitării și menținerea brațului $a = 13{,}5$ cm,

$$d'_1 = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi\, \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2539}{3{,}14 \cdot 1440}} = 1{,}50 \text{ cm},$$

adică un filet M18, STAS 510-74.

72 Sistemul de etanșare, din fig. 54 trebuie precomprimat cu o forță $F = 3000$ daN. Această forță se realizează prin intermediul a două prezoane M16 (material grupa 4.6, cu $\sigma_{02} = 2400$ daN/cm² — v. tabelul AII-8). Să se determine : momentul necesar de strîngere a piulițelor ; efortul unitar redus care solicită prezoanele ; coeficientul de siguranță al tijei filetate în raport cu limita de curgere.

Rezolvare :

Din STAS 510-74 se aleg elementele caracteristice pentru filetul M16 : $d = 1{,}6$ cm ; $d_1 = 1{,}3835$ cm ; $d_2 = 1{,}47$ cm ; $p = 0{,}2$ cm ; $R_m = 0{,}7\ d = 1{,}12$ cm.

Momentul necesar pentru strîngerea piuliței (v. tabelul 9) :

$$M_{tot} = F_{01}\left[\frac{d_2}{2}\,\text{tg}(\beta_m + \varphi') + \mu_1 R_m\right] = 1500[0{,}735 \cdot 0{,}2175 + 0{,}15 \cdot 1{,}12] = 492 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

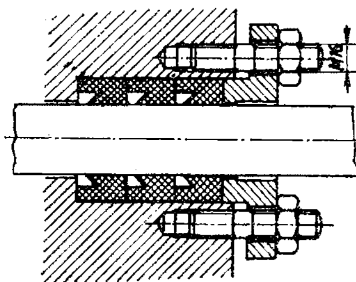


Fig. 54

unde :

$$F_{01} = F/2 = 1500 \text{ daN}\,;\ \mu = \mu_1 = 0{,}15\,;\ \mu' = \mu/\cos\frac{\alpha}{2} = 0{,}1725\,;$$

$$\varphi' = 9°48'\,;$$

$$\text{tg}\ \beta_m = p/\pi d_2 = 0{,}0433, \text{ rezultînd } \beta_m = 2°30'\,;\ \text{tg}(\beta_m + \varphi') = 0{,}2175\,;$$

$$\sigma_t = \frac{4F_{01}}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 1500}{3{,}14 \cdot 1{,}38^2} = 1003 \text{ daN/cm}^2; \quad \tau_t = \frac{Mt_1}{0{,}2\, d_1^3} = \frac{240}{0{,}2 \cdot 1{,}38^3} =$$

$$= 456 \text{ daN/cm}^2,$$

unde:

$$M_{t1} = F_{01} \frac{d_2}{2} \text{tg}(\beta_m + \varphi') = 1500 \frac{1{,}47}{2} \cdot 0{,}2175 = 240 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Se obține efortul unitar redus:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_t^2} = \sqrt{1003^2 + 3 \cdot 456^2} = 1278 \text{ daN/cm}^2.$$

Se determină coeficientul de siguranță:

$$c = \frac{1{,}15\,\sigma_{02}}{\sigma_{red}} = 1{,}15 \frac{2400}{1278} = 2{,}16 \text{ } (c = 1{,}3\ldots 2{,}5, \text{ v. tabelul AI-5}).$$

73 Să se dimensioneze tijele filetate și să se determine lungimea necesară a piulițelor de la sistemul de întindere al unei ancore (fig. 55). Materialul din care sînt executate tijele este din grupa 5.6, iar piulițele — din grupa 5. Coeficientul de frecare $\mu = 0{,}11$, forța cu care trebuie întinsă ancora fiind $F = 300$ daN.

Rezolvare:

Se calculează diametrul tijei filetate:

$$d_1 = \sqrt{\frac{1{,}3 \cdot 4 \cdot F}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{1{,}3 \cdot 4 \cdot 300}{3{,}14 \cdot 600}} = 0{,}91 \text{ cm},$$

unde: $\sigma_{at} = \dfrac{\sigma_{02}}{c} = \dfrac{3000}{5} = 600$ daN/cm² (v. tabelul AI-5 și AII-8).

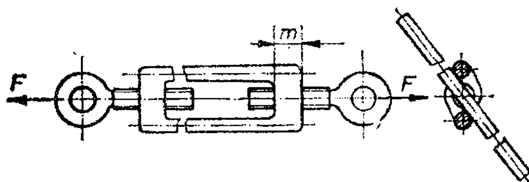


Fig. 55

Se adoptă, conform STAS 2113-75, un filet trapezoidal cu:

$d_1 = 10{,}5$ mm, $d_2 = 12{,}5$ mm, $d = 14$ mm și $p = 3$ mm.

Momentul de frecare din cupla elicoidală (filet):

$$M_{t1} = F \frac{d_2}{2} \text{tg}(\beta_m + \varphi') = 300 \frac{1{,}25}{2} \text{tg}(4°22' + 6°27') = 35{,}8 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde: $\beta_m = \text{arc tg} \dfrac{p}{\pi d_2} = \text{arc tg} \dfrac{3}{3{,}14 \cdot 12{,}5} = 4°22'$; $\beta_m = 4°22'$; $\varphi' =$

$$= \frac{\varphi}{\cos\frac{\alpha}{2}} = \frac{\text{arc tg}\, \mu}{\cos\frac{\alpha}{2}} = \frac{\text{arc tg } 0{,}11}{\cos\frac{30°}{2}} = 6°27'; \; \varphi' = 6°27'.$$

Efortul unitar redus:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4\tau_t^2} = \sqrt{346^2 + 4 \cdot 154^2} = 465 \text{ daN/cm}^2,$$

unde:

$$\sigma_t = \frac{4F}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 300}{3{,}14 \cdot 1{,}05^2} = 346 \text{ daN/cm}^2; \quad \tau_t = \frac{M_{t1}}{0{,}2 d_1^3} = \frac{35{,}8}{0{,}2 \cdot 1{,}05^3} =$$
$$= 154 \text{ daN/cm}^2.$$

Se calculează numărul necesar de spire z:

$$z = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_1^2)p_a^*} = \frac{4 \cdot 300}{3{,}14\,(1{,}4^2 - 1{,}05^2)\,70} = 6{,}4,$$

cu $p_a^* = 70$ daN/cm², conform tabelului AI-7.

Înălţimea piuliţei:

$$m = zp = 6{,}4 \cdot 3 = 19{,}2 \text{ mm}.$$

74 O roată de curea lată este executată din două părţi, asamblate cu patru şuruburi (fig. 56). Forţa centrifugă $F_c = 24000$ daN — care ia naştere în timpul mişcării de rotaţie — tinde să desfacă asamblarea celor două părţi ale roţii. Care este dimensiunea necesară a şuruburilor, în cazul în care acestea sînt executate dintr-un material din grupa 8.8 ($\sigma_{02} = 6400$ daN/cm²)? Care este momentul de strîngere M_{t1} — cu care se va strînge piuliţa — dacă trebuie realizată o forţă de prestrîngere F_{01} egală cu forţa de exploatare F_1 ce revine unui şurub? Dimensiunea obţinută a şuruburilor asigură un coeficient corespunzător de siguranţă la deformaţii plastice? (Raportul dintre rigidităţile şurubului şi a pieselor strînse este 0,7).

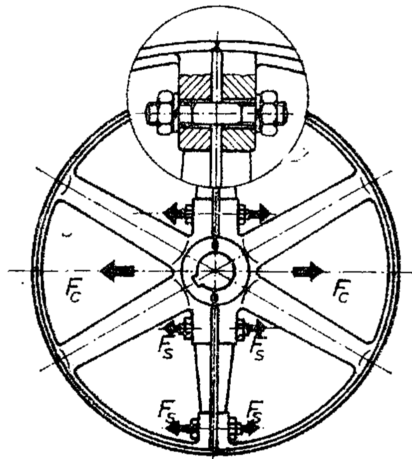


Fig. 56

Rezolvare:

Forţa de prestrîngere a unui şurub este:

$$F_{01} = F_1 = \frac{F_c}{4} = \frac{24000}{4} = 6000 \text{ daN},$$

iar forţa totală care acţionează asupra şurubului (v. tabelul 11):

$$F_s = F_{01} + \chi F_1 = 6000 + 0{,}412 \cdot 6000 = 8470 \text{ daN},$$

unde:

$$\chi = \frac{\dfrac{k_s}{k_p}}{\dfrac{k_s}{k_p} + 1} = \frac{0{,}7}{0{,}7 + 1} = 0{,}412.$$

Se predimensionează șuruburile ($\sigma_{at}=0{,}6\sigma_{02}=0{,}6\cdot 6400=3840$ daN/cm²)

$$d_1=\sqrt{\frac{4F_s\,\beta}{\pi\sigma_{at}}}=\sqrt{\frac{4\cdot 8470\cdot 1{,}3}{3{,}14\cdot 3840}}=1{,}91\ \text{cm},$$

alegîndu-se M24 cu : $d=2{,}4$ cm ; $d_1=2{,}075$ cm ; $d_2=2{,}205$ cm ; $p=0{,}3$ cm.

Se calculează momentul de strîngere al piuliței (v. tabelul 9) :

$$M_{tot}=F_{01}\left[\frac{d_2}{2}\,\text{tg}\,(\beta_m+\varphi')+\mu_1 R_m\right]=6000\left[\frac{2{,}205}{2}0{,}194+0{,}15\cdot 1{,}68\right]=$$

$$=2795\ \text{daN}\cdot\text{cm},$$

unde :

$\text{tg}\,\beta_m=p/\pi d_2=0{,}3/3{,}14\cdot 2{,}205=0{,}0423$ și $\beta_m=2°30'$; $\mu'=1{,}15\mu=$ $=0{,}1495=\text{tg}\,\varphi'$ și $\varphi'=8°30'$; $\mu=\mu_1=0{,}13$; $\text{tg}(\beta_m+\varphi')=0{,}194$;

$$R_m=0{,}7\ d=1{,}68\ \text{cm}.$$

Se calculează eforturile unitare din șuruburi (v. tabelul 11)

$$\sigma_t=\frac{4F_s}{\pi d_1^2}=\frac{4\cdot 8470}{3{,}14\cdot 2{,}075^2}=2504\ \text{daN/cm}^2\,;\ \tau_t=\frac{M_{t1}}{0{,}2d_1^3}=\frac{1283}{0{,}2\cdot 2{,}075^3}=$$

$$=718\ \text{daN/cm}^2,$$

unde :

$$M_{t1}=F_{01}\frac{d_2}{2}\,\text{tg}(\beta_m+\varphi')=6000\,\frac{2{,}205}{2}\,\text{tg}(2°30'+8°30')=1283\ \text{daN}\cdot\text{cm}\,;$$

$$\sigma_{red}=\sqrt{\sigma_t^2+3\tau_t^2}=10^3\sqrt{2{,}50^2+3\cdot 0{,}71^2}=2795\ \text{daN/cm}^2<\sigma_{at}=3840\ \text{daN/cm}^2.$$

Coeficientul de siguranță la deformații plastice (v. tabelul 11) :

$$c=1{,}15\,\frac{\sigma_{02}}{\sigma_{red}}=1{,}15\,\frac{6400}{2795}=2{,}63,$$

are o valoare corespunzătoare (v. tabelul AI-5).

75 Să se calculeze șuruburile de fixare a capului bielei de la un motor cu ardere internă (fig. 57). Forța de tracțiune care acționează asupra capului bielei — și care va fi preluată de ambele șuruburi — este de 3600 daN. Materialul șurubului este din grupa 10.9, iar al piuliței din grupa 10.

Rezolvare :

Forța de prestrîngere necesară (v. tabelul 11) este :

$$F_0=\xi F_1(1-\chi)=2{,}5\cdot 1800\,(1-0{,}3)=3150\ \text{daN},$$

unde : $F_1=F/2=3600/2=1800$ daN.

Se stabilește forța totală care acționează asupra șurubului :

$$F_s = F_0 + \chi F_1 = 3150 + 0,3 \cdot 1800 = 3690 \text{ daN},$$

dimensionîndu-se șurubul :

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_s}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3690}{3,14 \cdot 5400}} = 0,94 \text{ cm},$$

unde : $\sigma_{at} = 0,6\ \sigma_{02} = 0,6 \cdot 9000 = 5400$ daN/cm².

Se adoptă un filet M14 cu : $d_1 = 1,1835$ cm ; $d_2 = 1,2701$ cm ; $p = 0,2$ cm, rezultînd $d_t = 0,8\ d = 0,8 \cdot 1,4 = 1,12$ cm.

Se verifică condiția $F_0 < F_{0\,lim}$

$$F_{0\,lim} = 0,5\ \sigma_{02} \frac{\pi d_1^2}{4} = 0,5 \cdot 6400 \frac{3,14 \cdot 1,18^2}{4} = 3520 \text{ daN}.$$

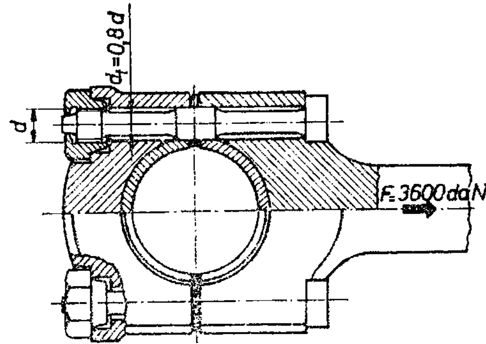


Fig. 57

Eforturile unitare de tracțiune din zona filetată, respectiv din zona nefiletată sînt :

$$\sigma_{t1} = \frac{4F_s}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 3690}{3,14 \cdot 1,18^2} = 3354 \text{ daN/cm}^2; \ \sigma_{t2} = \frac{4F_s}{\pi d_t^2} = \frac{4 \cdot 3690}{3,14 \cdot 1,12^2} = 3745 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}.$$

Momentul de frecare din filet este :

$$M_{t1} = F_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi') = 3150 \frac{1,27}{2} \operatorname{tg}(2°52' + 8°30') = 407 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar eforturile unitare corespunzătoare

$$\tau_{t1} = \frac{M_{t1}}{0,2 d_1^3} = \frac{407}{0,2 \cdot 1,18^3} = 1238 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}; \ \tau_{t2} = \frac{M_{t1}}{0,2 d_t^2} = \frac{407}{0,2 \cdot 1,12^3} = 1448 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}.$$

Cu efortul unitar redus

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_{t1}^2 + 3\tau_{t1}^2} = \sqrt{3354^2 + 3 \cdot 1258^2} = 4000 \text{ daN/cm}^2,$$

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{t2}^2 + 3\tau_{t2}^2} = \sqrt{3745^2 + 3 \cdot 1448^2} = 4507 \text{ daN/cm}^2,$$

se determină coeficientul de siguranță la deformații plastice :

$$c_1 = 1{,}15\frac{\sigma_{02}}{\sigma_{red\,1}} = 1{,}15\frac{9000}{4000} = 2{,}25\,; \quad c_2 = \frac{\sigma_{02}}{\sigma_{red\,2}} = \frac{9000}{4507} = 1{,}99.$$

Se calculează componentele ciclului variabil de solicitare :

$$\sigma_a = \frac{\chi}{2}\frac{F_1}{A_s} = \frac{0{,}3}{2}\frac{1800\cdot 4}{3{,}14\cdot 1{,}18^2} = 246\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2};$$

$$\sigma_m = \sigma_{pr} + \sigma_a = 2880 + 246 = 3126\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2},$$

unde :

$$\sigma_{pr} = F_0/A_s = \frac{3150\cdot 4}{3{,}14\cdot 1{,}18^2} = 2880\ \text{daN/cm}^2.$$

Se calculează coeficientul de siguranță la oboseală (v. tabelul AI-6) :

$$c_\sigma = \frac{1}{\dfrac{\beta_k}{\varepsilon\gamma}\dfrac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \dfrac{\sigma_m}{\sigma_r}} = \frac{1}{\dfrac{4{,}04}{0{,}8\cdot 0{,}9}\dfrac{246}{4500} + \dfrac{3126}{10000}} = 1{,}61,$$

unde : $\sigma_r = 10000$ daN/cm²; $\sigma_{-1} = 4500$ daN/cm²; $\beta_k = 4{,}04$; $\varepsilon = 0{,}8$; $\gamma = 0{,}9$[3,30]; $c_{\sigma a} = 1{,}5\ldots2{,}5$.

76 Asamblarea din figura 58 este realizată cu șase șuruburi, executate dintr-un material din grupa 4.6. Să se dimensioneze și să se verifice șuruburile, cunoscînd că presiunea din conductă se ridică temporar la $1{,}3\,p$, p fiind presiunea de regim.

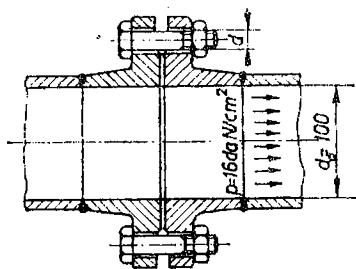


Fig. 58

Rezolvare :

Forța care acționează asupra șuruburilor*).

$$F = p_{max}\frac{\pi d_0^2}{4} = 1{,}3\cdot 16\,\frac{3{,}14\cdot 10^2}{4} = 1630\ \text{daN},$$

iar forța pe un șurub

$$F_1 = F/6 = 1630/6 = 272\ \text{daN}.$$

Forța de prestrîngere necesară (v. tabelul 11) :

$$F_0 = \xi F_1(1-\chi) = 3\cdot 272(1-0{,}25) = 610\ \text{daN}.$$

*) $p_{max} = 1{,}3\,p$.

Se determină forța de prestrîngere remanentă (v. tabelul 11):

$$F_0' = F_0 - F_1(1 - \chi) = 610 - 272(1 - 0{,}25) = 406 \text{ daN},$$

pentru asigurarea etanșeității fiind necesar ca:

$$F_0' > F_{0min}' = (0{,}25\ldots0{,}50)\ F_1 = 68\ldots136 \text{ daN}.$$

Forța totală care acționează asupra unui șurub este:

$$F_s = F_0 + \chi F_1 = 610 + 0{,}25 \cdot 272 = 678 \text{ daN},$$

cu aceasta dimensionîndu-se șuruburile:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_s}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 678}{3{,}14 \cdot 1440}} = 0{,}77 \text{ cm},$$

unde: $\sigma_{at} = 0{,}6\ \sigma_{02} = 0{,}6 \cdot 2400 = 1440$ daN/cm²; se alege un filet M10, STAS 510-74, cu: $d_1 = 0{,}8376$ cm; $d_2 = 0{,}9026$ cm; $p = 0{,}15$ cm.

Se verifică condiția $F_0 < F_{0lim}$

$$F_{0lim} = (0{,}6\ldots0{,}7)\ \sigma_{02}\frac{\pi d_1^2}{4} = (0{,}6\ldots0{,}7) \cdot 2400 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 0{,}83^2}{4} =$$

$$= 779\ldots908 \text{ daN};$$

$$F_0 = 610 \text{ daN} < F_{0lim} = 779\ldots908 \text{ daN}.$$

Efortul unitar de tracțiune are valoarea

$$\sigma_t = \frac{F_s}{A_{s1}} = \frac{4F_s}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 678}{3{,}14 \cdot 0{,}837^2} = 1232 \text{ daN/cm}^2,$$

iar efortul unitar de răsucire

$$\tau_t = \frac{M_{t1}}{0{,}2\, d_1^3} = \frac{48}{0{,}2 \cdot 0{,}83^3} = 419 \text{ daN/cm}^2,$$

unde: $M_{t1} = F_0 \dfrac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi') = 48$ daN · cm; $\beta_m = 3°$; $\mu = 0{,}1$; $\varphi' = 6°55'$.

Cu efortul unitar redus

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_t^2} = \sqrt{1232^2 + 3 \cdot 419^2} = 1429 \text{ daN/cm}^2,$$

se determină coeficientul de siguranță la deformații plastice

$$c = 1{,}15\frac{\sigma_{02}}{\sigma_{red}} = 1{,}15\frac{2400}{1429} = 1{,}93.$$

În funcție de componentele ciclului de solicitare

$$\sigma_a = \frac{\chi}{2} \frac{F_1}{A_{s1}} = \frac{0,25}{2} \cdot \frac{272 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,83^2} = 62,8 \text{ daN/cm}^2,$$

$$\sigma_m = \sigma_{pr} + \sigma_a = 1127 + 62,8 = 1189,8 \text{ daN/cm}^2,$$

unde : $\sigma_{pr} = \frac{F_0}{A_{s1}} = \frac{610 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,83^2} = 1127$ daN/cm², se calculează coeficientul de siguranță la oboseală (v. tabelul AI-6) :

$$c = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma} \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_r}} = \frac{1}{\frac{2,82}{0,8 \cdot 0,9} \cdot \frac{62,8}{1750} + \frac{1189,8}{4000}} = 2,28$$

($\beta_k = 2,82$; $\varepsilon = 0,8$; $\gamma = 0,9$; $\sigma_{-1} = 1750$ daN/cm² ; $\sigma_r = 4000$ daN/cm² [3,30]).

77 Să se determine rigiditatea șurubului și a pieselor strînse din figura 59, șurubul, piulița, șaiba și piesele strînse fiind din oțel, iar garnitura din cupru.

Rezolvare :

Lungimea activă a șurubului

$$l = 35 + 4 + 40 + 3 = 82 \text{ mm},$$

de unde $\frac{l}{d} = \frac{82}{12} = 6,8 > 6$ (v. tabelul 11).

Rigiditatea șurubului (v. tabelul 11) :

$$k_s = \frac{1}{\sum_{i=1}^{3} \frac{l_i}{E_s A_{si}}} = \frac{1}{\frac{1}{2,1 \cdot 10^6}\left(\frac{1,5}{\frac{3,14 \cdot 1,2^2}{4}} + \frac{5,9}{\frac{3,14 \cdot 1,1^2}{4}} + \frac{0,8}{\frac{3,14 \cdot 1,01^2}{4}}\right)} =$$

$$= 2,58 \cdot 10^5 \text{ daN/cm}.$$

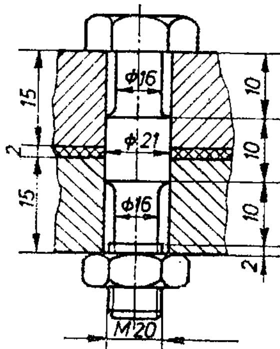


Fig. 59

Rigiditatea pieselor strînse (v. tabelul 11) :

$$k_p = \frac{1}{\sum_{i=1}^{4} \frac{l_{pi}}{E_{pi} A_{pi}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{3,5}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 9,132} + \frac{0,4}{0,9 \cdot 10^6 \cdot 9,86} + \frac{4,0}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 10,61} + \frac{0,3}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 1,50}} =$$

$$= 2,004 \cdot 10^6 \text{ daN/cm},$$

unde :

$$A_{pi} = \frac{\pi}{4}\,[(S + l_{p1}\,\mathrm{tg}\,\gamma)^2 - d_0^2] = \frac{3{,}14}{4}\,[(1{,}9 + 3{,}5\cdot 0{,}5)^2 - 1{,}3^2] =$$

$$= 9{,}132\ \mathrm{cm}^2;$$

$$A_g = \frac{\pi}{4}\left[\left(S + \frac{l_{p1} + l_{p2}}{2}\,\mathrm{tg}\,\gamma\right)^2 - d_0^2\right] = \frac{3{,}14}{4}\left[\left(1{,}9 + \frac{3{,}5+4{,}0}{2}\,0{,}5\right)^2 - 1{,}3^2\right] =$$

$$= 9{,}860\ \mathrm{cm}^{2}{}^{*)};$$

$$A_{p2} = \frac{\pi}{4}\,[(S + l_{p2}\,\mathrm{tg}\,\gamma)^2 - d_0^2] = \frac{3{,}14}{4}\,[(1{,}9 + 4{,}0\cdot 0{,}5)^2 - 1{,}3^2] =$$

$$= 10{,}613\ \mathrm{cm}^2;$$

$$A_{sb} = \frac{\pi}{4}\,(S^2 - d_0^2) = \frac{3{,}14}{4}\,(1{,}9^2 - 1{,}3^2) = 1{,}50\ \mathrm{cm}^{2}{}^{*)}.$$

78 Să se determine rigiditatea şurubului şi a pieselor strînse din figura 60. Şurubul, piuliţa, şaiba şi piesele strînse sînt executate din oţel, iar garnitura — din cupru. Care este coeficientul de rigiditate χ al asamblării?

Rezolvare :

Pentru filetul M24, se iau din STAS 510-74 ; $d_1 = 2{,}075$ mm ; $p = 3$ mm, de unde :

$$\frac{l}{d} = \frac{20 + 4 + 20 + 5}{24} = \frac{49}{24} = 2{,}2 < 6 \text{ (v. tabelul 11).}$$

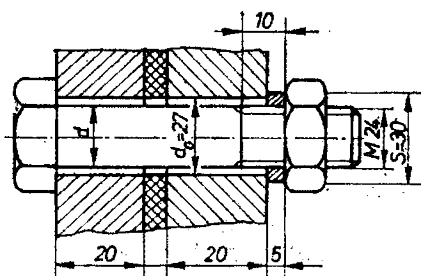


Fig. 60

Rigiditatea şurubului va fi în acest caz (v. tabelul 11) :

$$k_s = \frac{1}{\dfrac{1}{E_s}\displaystyle\sum_{i=1}^{2}\frac{l_i}{A_{si}} + \dfrac{1}{k_{sp}} + \dfrac{1}{k_{sc}}} =$$

$$= \frac{1}{\dfrac{1}{2{,}1\cdot 10^6}\left(\dfrac{3{,}9}{\dfrac{3{,}14\cdot 2{,}4^2}{4}} + \dfrac{1}{\dfrac{3{,}14\cdot 2{,}07^2}{4}}\right) + \dfrac{1}{\dfrac{2{,}1\cdot 10^6\cdot 2{,}4}{0{,}9}} + \dfrac{1}{\dfrac{1{,}5\cdot 2{,}1\cdot 10^6}{0{,}15}}} =$$

$$= 1{,}288\cdot 10^6\ \mathrm{daN/cm},$$

unde : $k_{sp} = \dfrac{1}{0{,}95\ldots 0{,}8}\,Ed\left(\text{pentru } \dfrac{d}{p} = 8\right)$; $k_{sc} = \dfrac{h_c E_s}{0{,}15}$.

*) A_g, A_{sb} — aria secţiunii transversale a garniturii, respectiv a şaibei (care participă la preluarea sarcinii exterioare).

Rigiditatea pieselor strînse (v. tabelul 11):

$$k_p = \frac{1}{\sum_{i=1}^{4} \frac{l_{pi}}{E_{pi} A_{pi}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{2}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 10,88} + \frac{0,4}{0,8 \cdot 10^6 \cdot 10,88} + \frac{2}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 10,88} + \frac{0,3}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,45}} =$$

$$= 3,98 \text{ daN/cm},$$

unde:

$$A_{p1} = A_{p3} = \frac{\pi}{4} [(S + l_{p1} \operatorname{tg} \gamma)^2 - d_0^2] = \frac{3,14}{4} [(3,6 + 2 \cdot 0,5)^2 - 2,7^2] = 10,88 \text{ cm}^2;$$

$$A_{p2} = A_g = \frac{\pi}{4} \left[\left(S + \frac{l_{p1} + l_{p2}}{2} \operatorname{tg} \gamma \right)^2 - d_0^2 \right] = \frac{3,14}{4} \left[\left(3,6 + \frac{2+2}{2} 0,5 \right)^2 - 2,7^2 \right] =$$

$$= 10,88 \text{ cm}^2;$$

$$A_{p4} = A_{sb} = \frac{\pi}{4} (S^2 - d_0^2) = \frac{3,14}{4} (3,6^2 - 2,7^2) = 4,45 \text{ cm}^2,$$

considerîndu-se $\operatorname{tg} \gamma \approx 0,5$ ($\gamma = 22° \ldots 27°$).

Coeficientul de rigiditate al asamblării va avea valoarea:

$$\chi = \frac{k_s}{k_s + k_p} = \frac{1,288 \cdot 10^6}{1,288 \cdot 10^6 + 3,988 \cdot 10^6} = 0,244.$$

79 Cricul din figura 61—reprezentat în poziţie maximă de ridicare — trebuie să preia o sarcină maximă de 5000 daN. Coeficientul de frecare dintre cupă şi capul şurubului, precum şi din cupla elicoidală este $\mu = \mu_1 = 0,1$. Se cere: să se verifice la flambaj — şurubul cricului: să se verifice presiunea de contact dintre spirele şurubului şi piuliţei; să se determine randamentul şurubului şi să se verifice condiţia de autofrînare; să se determine forţa necesară, care trebuie aplicată la braţul de acţionare.

Rezolvare:

Pentru filetul Tr 40×6 se cunosc: $d_1 = 3,3$ cm, $d_2 = 3,7$ cm şi $p = 6$ mm.

Din figura AI-1 se obţine $l_f = 2l = 2 \cdot 85 = 170$ cm. Coeficientul de zvelteţă se determină cu relaţia:

$$\lambda = \frac{l_f}{i} = \frac{170}{1,51} = 113,$$

unde :

$$i=\sqrt{\frac{I}{A_s}}=\sqrt{\frac{\pi d_1^4}{64}\left(1+\frac{d}{d_1}\right)\frac{4}{\pi d_1^2}}=\sqrt{\frac{d_1^2}{16}\left(1+\frac{d}{d_1}\right)}=\sqrt{\frac{3{,}3^2}{16}\left(1+\frac{4}{3{,}3}\right)}=$$

$$=1{,}51 \text{ cm}.$$

Pentru OL 50 : $\lambda_0 = 89$, deci $\lambda > \lambda_0$ aplicîndu-se relația (v. tabelul 12) :

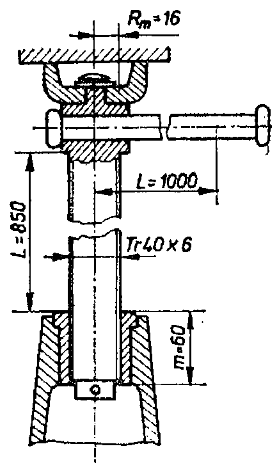


Fig. 61

$$c_f=\frac{\pi^2 EI}{F l_f^2}=\frac{3{,}14^2\cdot 2{,}1\cdot 10^6\cdot 27{,}8}{5000\cdot 170^2}=3{,}98,$$

coeficientul încadrîndu-se în limitele recomandate $c_f = 3\ldots5$.

Numărul de spire

$$z=\frac{m}{p}=\frac{60}{6}=10 \text{ spire},$$

iar presiunea de contact

$$p^*=\frac{4F}{\pi(d^2-d_1^2)z}=\frac{4\cdot 5000}{3{,}14(4^2-3{,}3^2)10}=$$

$$=125 \text{ daN/cm}^2,$$

$p_a^* = 70\ldots130$ daN/cm², pentru cuplul oțel pe bronz (v. tabelul AI-7).

Randamentul transmisiei cu șurub

$$\eta=\frac{\text{tg }\beta_m}{\text{tg}(\beta_m+\varphi')}=\frac{0{,}0516}{0{,}156}=0{,}33,$$

unde : $\beta_m = 2°58'$; $\mu' = 0{,}1035$ și $\varphi' = 5°55'$. Prin urmare se verifică și condiția de autofrînare

$$\beta_m = 2°58' < \varphi' = 5°55'.$$

Se determină momentul care trebuie învins

$$M_{tot}=F\left[\frac{d_2}{2}\text{tg}(\beta_m+\varphi')+\mu_1 R_m\right]=5000\left[\frac{3{,}7}{2}\cdot 0{,}156+0{,}1\cdot 1{,}6\right]=$$

$$=2245 \text{ daN}\cdot\text{cm},$$

rezultînd forța cu care trebuie să se acționeze cricul

$$Q=\frac{M_{tot}}{L}=\frac{2245}{100}\approx 22{,}5 \text{ daN}.$$

80 Să se determine forța maximă care poate fi preluată de șurubul principal al unui cric. Șurubul are dimensiunea Tr 40×6, fiind executat dintr-un material din grupa 5.6.

Rezolvare :

Pentru filetul trapezoidal Tr 40 × 6 se cunosc $d_1 = 3{,}3$ cm și $d_2 = 3{,}7$ cm. Efortul unitar redus :

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left[\frac{F\left[\frac{d_2}{2}\operatorname{tg}(\beta_m + \varphi') + \mu_1 \frac{D_m}{2}\right]}{0{,}2\, d_1^3}\right]^2} \leqslant \sigma_{ac},$$

sau :

$$F = \frac{\sigma_{ac}}{\sqrt{\left(\frac{4}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left[\frac{d_2 \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi') + \mu_1 D_m}{0{,}4\, d_1^3}\right]^2}}.$$

Se înlocuiește în relația de mai sus : $\sigma_{ac} = 800$ daN/cm²; $\mu = 0{,}1$ (pentru cuplul oțel/bronz) obținîndu-se $\varphi = 6°$; $\operatorname{tg}\beta_m = \frac{p}{\pi d_2} = 0{,}0516$ și $\beta_m \approx 3°$; $\operatorname{tg}(\beta_m + \varphi') = 0{,}176$; diametrul mediu al suprafeței de contact dintre cupă și capul șurubului $D_m = 3{,}2$ cm (adoptat); $\mu_1 = 0{,}11$ pentru cuplul oțel/oțel. Rezultă :

$$F = \frac{800}{\sqrt{1{,}365 \cdot 10^{-2} + 0{,}460 \cdot 10^{-2}}} = 5917 \text{ daN}.$$

De asemenea, din condiția presiunii de contact:

$$F = \frac{\pi}{4} z\,(d^2 - d_1^2)\, p_a^* = \frac{3{,}14}{4} \cdot 10 \cdot (16 - 10{,}9)120 = 4816 \text{ daN},$$

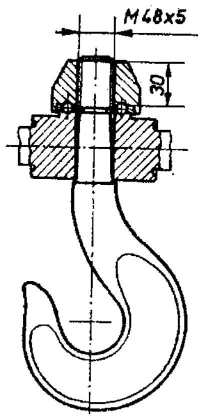
adoptînd preliminar $z = 10$ și $p_a^* = 120$ daN/cm².

81 Coroana unei roți dințate — care transmite un moment de torsiune $M_t = 10\,000$ daN · cm — se fixează de butucul acesteia prin șuruburi dispuse pe diametrul $D_0 = 250$ mm; șuruburile sînt executate dintr-un material din grupa 8.8. Coeficientul de frecare dintre coroană și butucul roții $\mu = 0{,}25$. Să se dimensioneze șuruburile în ipoteza montării cu joc a acestora (se adoptă $z = 4$).

82 Un șurub cu diametrul d — cu filet metric normal — este prestrîns (cu o cheie normală, cu o forță de 20 daN. Se cunosc : $\beta_m = 2°30'$, $\varphi' = 7°$, $L = 15\,d$, $S = 1{,}6\,d$, $\mu_1 = 0{,}2$, diametrul găurii de montare a șurubului 1,1 d. Să se determine efortul unitar redus pentru șuruburile M12 și M30. Să se compare valorile obținute cu rezistența admisibilă, șuruburile fiind executate dintr-un material din grupa 5.8.

83 Un șurub M16 este solicitat transversal de forța $P = 300$ daN. Care este momentul ce trebuie aplicat la cheie pentru a se realiza transmiterea fluxului de forță, șurubul fiind montat cu joc? Rezistă șurubul la solicitarea de întindere, dacă este executat dintr-un material din grupa 6.6? ($\mu = \mu_1 = 0{,}15$).

84 Să se determine sarcina maximă ce poate fi ridicată de cîrligul unei macarale (fig. 62), dacă materialul din care este executată partea filetată a cîrligului este din grupa 6.8, iar al piuliţei din grupa 4.



← Fig. 62

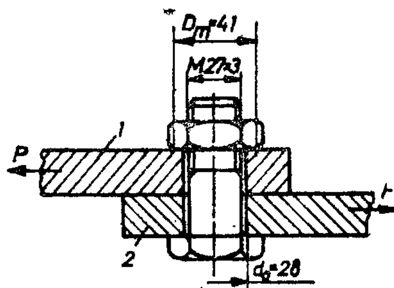


Fig. 63

85 Asamblarea din figura 63 este solicitată de forţele $P = 300$ daN. Să se verifice dacă —strîngînd şurubul cu o cheie normală (lungimea cheii $L = 15\ d$) asupra căreia acţionează o forţă $Q = 20$ daN — se creează o strîngere suficientă pentru ca forţele P să fie preluate numai prin frecarea dintre cele două piese. Se cunosc : coeficientul de frecare dintre piese $\mu_1 = 0{,}2$; coeficientul de frecare dintre piuliţă şi piesa *1*, $\mu_2 = 0{,}18$; coeficientul de frecare dintre piuliţă şi şurub $\mu_3 = 0{,}16$; materialul şurubului este din grupa 6.9.

86 Roata melcată din figura 64 transmite un moment de torsiune $M_t = 38700$ daN · cm. Coroana roţii melcate este montată pe butucul acesteia prin intermediul a şase şuruburi M12, montate fără joc. Să se verifice rezistenţa asamblării. Materialul şurubului este din grupa 5.6.

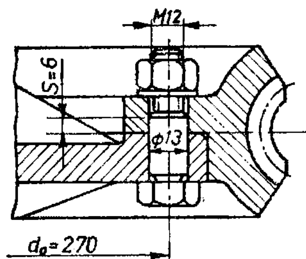


Fig. 64

87 Este necesară prestrîngerea iniţială a şurubului M48 × 4, executat dintr-un material din grupa 5.6. Se cunosc : diametrul găurii de montare a şurubului 50 mm ; deschiderea cheii $S = 75$ mm ; coeficientul de frecare din filet $\mu = 0{,}12$. Să se determine ce braţ ar fi necesar pentru prestrîngerea şurubului amintit cu o forţă de 50 daN.

88 Cuplajul cu manşon din figura 65 este asamblat prin opt şuruburi (material grupa 5.6). Pentru a se putea realiza transmiterea momentului de torsiune este necesară o forţă normală pe capetele arborilor $F_n = 20000$ daN. Care este dimensiunea necesară a şuruburilor ? În aceste condiţii, apar deformaţii plastice în tija şuruburilor ($\mu = 0{,}15$) ?

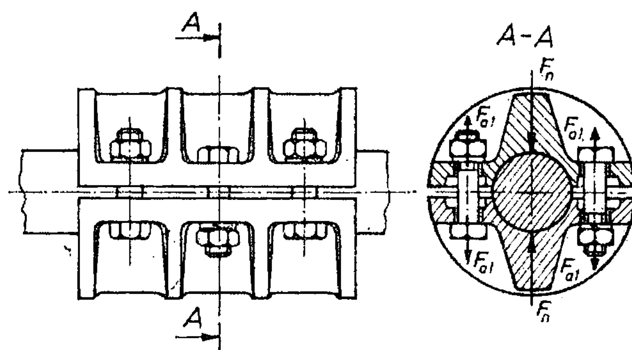


Fig. 65

89 Sarcina exterioară —ce revine unui singur șurub dintr-o asamblare cu șuruburi —este $F_1 = 2000$ daN. Să se determine care este forța de întindere — ce trebuie asigurată în șurub, la montaj — pentru a asigura etanșeitatea asamblării, în cazul în care rigiditățile șurubului și a pieselor strînse sînt egale sau se află în raportul 1 : 4.

90 Forța de prestrîngere aplicată unui șurub este 1000 daN, sarcina exterioară ce revine acestuia fiind, de asemenea, 1000 daN. Să se determine forțele de întindere a șurubului F_s și de comprimare a pieselor F_0', știind că rigiditățile șurubului și a pieselor strînse sînt egale.

91 Capacul unui cilindru — de la o pompă cu piston —trebuie fixat prin intermediul a șase prezoane (fig. 66). Presiunea maximă din cilindru este $p = 40$ daN/cm². Materialul prezonului — din grupa 6.6. Să se determine: dimensiunea prezoanelor; coeficientul de siguranță în raport cu limita de curgere, pentru tija filetată a prezonului.

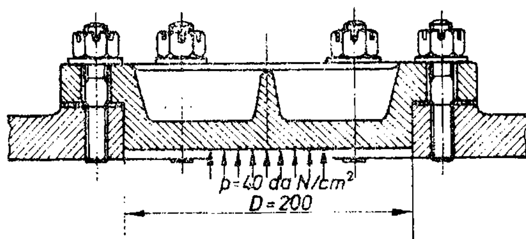


Fig. 66

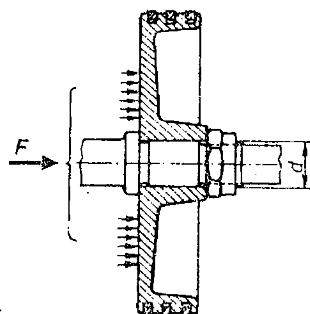


Fig. 67→

92 Asamblarea dintre un piston și tija acestuia (fig. 67) este solicitată de o forță de întindere $F = 18000$ daN. Asamblarea filetată trebuind să se realizeze cu prestrîngere inițială ($F_0 = 1,1\ F$) să se determine: dimensiunea d a asamblării filetate; momentul necesar de strîngere ce

trebuie realizat la montaj; rezistența tijei filetate (materialul șurubului din grupa 10.9; $\mu = \mu_1 = 0,12$).

93 Să se determine coeficientul de rigiditate al asamblării din fig. 68. Șurubul este executat din oțel ($E = 2,1 \cdot 10^6$ daN/cm²), piesele strînse din fontă ($E = 1,2 \cdot 10^6$ daN/cm²), iar garnitura din cupru ($E = 1 \cdot 10^6$ daN/cm²).

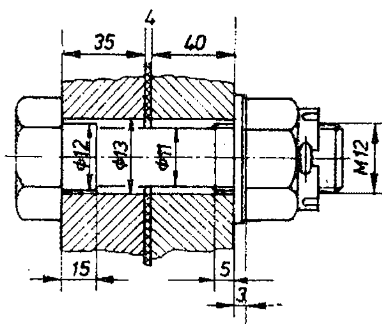


Fig. 68

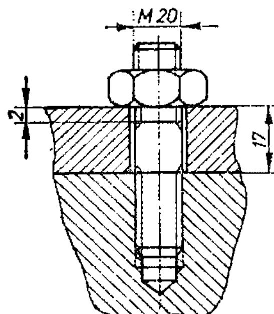


Fig. 69

94 Pentru asamblarea din figura 69 să se determine rigiditatea șurubului și a pieselor strînse, precum și coeficientul de rigiditate, piesele strînse fiind executate din fontă, iar șurubul prizonier — din oțel.

95 Să se precizeze cauza scoaterii premature din funcțiune a unei transmisii șurub-piuliță. Se cunosc: dimensiunea șurubului Tr 18×2; forța maximă $F_{max} = 1000$ daN; numărul de spire al piuliței $z = 6$; materialul șurubului — din grupa 5.6, iar al piuliței—bronz.

96 Șurubului unei menghine (fig. 70) i se aplică un moment de torsiune $M_t = 4000$ daN · cm. Cunoscînd coeficientul de frecare dintre spirele filetului $\mu = 0,12$ și presiunea specifică admisibilă $p_a^* = 130$ daN/cm² să se determine: forța F ce poate fi dezvoltată de menghină cunoscînd raportul dintre diametrul mediu al suprafeței de contact dintre șurub și placa de presiune d' și diametrul șurubului d ca fiind 0,7; efortul unitar redus în șurubul menghinei; dimensiunea m a brațului menghinei; lungimea maximă a șurubului l_{max} pentru un coeficient de siguranță la flambaj $c_f = 3,5$.

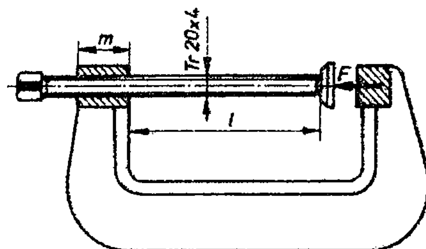


Fig. 70

97 Să se verifice dacă șurubul orizontal al unui cric pe glisiere (fig. 71) poate prelua o sarcină $F=1000$ daN, cunoscînd că acesta este executat dintr-un material din grupa 5.6, iar piulița — din bronz ($\mu = \mu_1 = 0{,}1$).

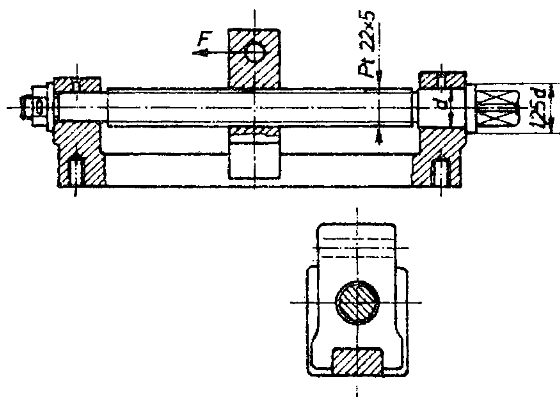
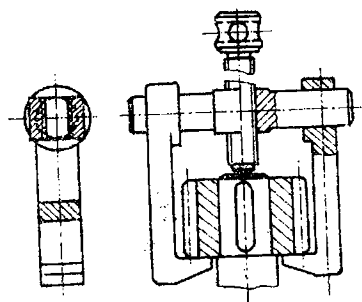


Fig. 71


Fig. 72

98 Să se dimensioneze șurubul unei prese de extracție (fig. 72) capabil să dezvolte o forță $F = 500$ daN. Șurubul și piulița sînt realizate dintr-un material din grupa 5.8 ($\mu = 0{,}1$).

6

ASAMBLĂRI PRIN PENE ȘI ȘTIFTURI

Penele longitudinale — organe de asamblare, demontabile, care transmit moment de torsiune — se folosesc la fixarea pe arbori a roților dințate, roților de curea sau de lanț, a semicuplajelor, volanților etc. Clasificarea penelor longitudinale este indicată în STAS 430-73.

Știfturile — organe de asamblare, demontabile — se folosesc pentru transmiterea unor sarcini relativ mici; pot fi cilindrice (STAS 1599-68) sau conice (STAS 3436-68), cu suprafața exterioară netedă sau crestată. Uneori știfturile se folosesc ca elemente de siguranță *).

Știfturile cilindrice de dimensiuni mari — folosite ca elemente de legătură în articulații — se denumesc *bolțuri* și sînt standardizate (STAS 5754-73 și 5756-73).

NOTAȚII FOLOSITE

a	— grosimea tirantului;
b, h	— lățimea, respectiv înălțimea penei;
c	— înălțimea penei disc, în contact cu butucul;
d, d_1	— diametrul arborelui, respectiv diametrul știftului sau al bolțului;
D	— diametrul exterior al manșonului;
F	— forța normală pe suprafețele active ale penei cu strîngere în urma baterii acesteia, respectiv forța care acționează asupra penelor paralele și disc;
g	— grosimea peretelui furcii;
l, l_c	— lungimea, respectiv lungimea de calcul a penelor (sau a butucului);
M_t, $M_{t\,cap}$	— momentul de torsiune nominal, respectiv momentul de torsiune capabil să-l transmită asamblarea;
M_{tc}	— momentul de torsiune de calcul;
Q, Q_{adm}	— forța de batere, respectiv forța de batere admisibilă a penelor cu strîngere;
t	— adîncimea canalului de pană executat în arbore;
z	— numărul de pene sau de știfturi;
α	— unghiul de înclinare a feței superioare a penelor cu strîngere;

*) Cuplaj de siguranță cu elemente de forfecare.

μ, φ — coeficientul de frecare, respectiv unghiul de frecare ($\mathrm{tg}\ \varphi = \mu$);

σ'_{as} — rezistența admisibilă la strivire, pentru suprafața de batere a penei cu strîngere;

σ_{02} — limita de curgere a materialului;

σ_s, σ_{as} — efortul unitar efectiv de strivire, respectiv rezistența admisibilă la strivire a materialului;

τ_f, τ_{af} — efortul unitar efectiv de forfecare, respectiv rezistența admisibilă la forfecare a materialului.

RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

La penele longitudinale montate cu strîngere, suprafețele active sînt fața superioară — înclinată cu 1 : 100 — și fața inferioară, transmițînd momentul de torsiune prin frecare; între fețele laterale ale penei și canalul de pană există jocuri, cu excepția penelor tangențiale. Momentul de torsiune, pe care asamblarea este capabilă să-l transmită, s-a determinat din condiția de echilibru a arborelui (ecuația de momente în raport cu centrul arborelui), forța F determinîndu-se din condiția de rezistență la strivire a suprafețelor active*). Relațiile de calcul, precum și valorile rezistențelor admisibile — pentru penele longitudinale, montate cu strîngere — sînt indicate în tabelul 13.

Tabelul 13

Relațiile și rezistențele admisibile pentru calculul asamblărilor prin pene longitudinale, montate cu strîngere [12, 13, 27]

Tipul asamblării și schema de solicitare	Relațiile de calcul
Asamblare cu pană înclinată	$M_t = F\left[\frac{b}{6} + \mu(1{,}14d - t)\right]$; $F \leqslant \frac{1}{2} b l_c \sigma_{as}$; $M_{t\,cap} = \frac{1}{2} b l_c \left(\frac{b}{6} + 1{,}14\mu d - \mu t\right)\sigma_{as} \geqslant M_t$; $l_c = \frac{2M_t}{b\left(\frac{b}{6} + 1{,}14\,\mu d - \mu t\right)\sigma_{as}}$.

*) Corect ar fi să se determine forța F și în funcție de forța de batere admisibilă Q_{adm}, și să se aleagă, în continuare, valoarea minimă a acesteia.

Tipul asamblării și schema de solicitare	Relațiile de calcul
Asamblare cu pană înclinată subțire 	$M_t = F\left(\frac{b}{6} + 1{,}14\mu d\right)$; $F \leqslant \frac{1}{2} bl_c\sigma_{as}$; $M_{t\,cap} = \frac{1}{2} bl_c\left(\frac{b}{6} + 1{,}14\mu d\right)\sigma_{as} \geqslant M_t$; $l_c = \frac{2M_t}{b\left(\frac{b}{6} + 1{,}14\mu d\right)\sigma_{as}}$.
Asamblare cu pană înclinată concavă 	$M_t = 1{,}14\ \mu F d$; $F \leqslant \frac{1}{2} bl_c\sigma_{as}$; $M_{t\,cap} = 0{,}57\,\mu bl_c\,d\,\sigma_{as} \geqslant M_t$; $l_c = \frac{M_t}{0{,}57\,\mu bd\,\sigma_{as}}$.
Montaj cu două pene 	$F' = 2F\cos\frac{\gamma}{2}$; $M_{t\,cap} = \mu F d\left(1 + \cos\frac{\gamma}{2}\right) < 2\mu\,Fd$.

Tipul asamblării și schema de solicitare	Relațiile de calcul
Asamblare cu pene tangențiale	$M_t = F\left(\frac{d}{2} - \frac{t}{2}\right)$; $F \leqslant l l_c \sigma_{as}$; $M_{t\,cap} = l l_c \left(\frac{d}{2} - \frac{t}{2}\right) \sigma_{as} \geqslant M_t$; $l_c = \frac{M_t}{l\left(\frac{d}{2} - \frac{t}{2}\right)\sigma_{as}}$.
Forța de batere a penei și forța de strîngere din asamblare	
Echilibrul penei la batere	$Q = F\,[\mathrm{tg}(\varphi + \alpha) + \mathrm{tg}\varphi]$; $Q_{adm} = bh\sigma'_{as}$; $\sigma'_s = \frac{Q}{bh} \leqslant \sigma'_{as}$; $F = \frac{bh\,\sigma'_{as}}{\mathrm{tg}(\varphi + \alpha) + \mathrm{tg}\varphi}$.
Rezistențe admisibile: $\sigma_{as} = 1000 \ldots 1500$ daN/cm² — pentru sarcini constante, fără șocuri; $\sigma_{as} = 650 \ldots 1000$ daN/cm² — pentru sarcini pulsatoare; $\sigma_{as} = 350 \ldots 500$ daN/cm² — pentru sarcini alternante, cu șocuri; $\sigma'_{as} \leqslant 0{,}8\,\sigma_{02} \approx 2000$ daN/cm².	
Observație: La penele înclinate concave, înălțimea se notează cu *s*.	

La penele paralele și disc, momentul de torsiune se transmite prin fețele laterale ale acestora, jocul radial fiind prevăzut între fața superioară a penei și fundul canalului din butuc. Relațiile și rezistențele admisibile pentru calculul penelor longitudinale, montate fără strîngere, sînt redate în tabelul 14.

Dezavantajul principal al penelor cu strîngere constă în slăbirea — în timp — a strîngerii inițiale, precum și în deformarea organelor asamblate, în timpul baterii penei.

La penele longitudinale montate fără strîngere nu se întîlnesc dezavantajele susmenționate, acestea slăbind numai rezistența la oboseală a asamblării.

Tabelul 14

Relațiile și rezistențele admisibile pentru calculul asamblărilor prin pene longitudinale, montate fără strîngere [12, 13, 27]

Tipul asamblării și schema de solicitare	Relațiile de calcul
Asamblare cu pană paralelă	— pentru asamblările fixe $\sigma_s = \frac{4M_t}{dhl_c} \leqslant \sigma_{as}$; $l_c = \frac{4M_t}{dh\,\sigma_{as}}$; — pentru asamblările mobile $p = \frac{4M_t}{dhl_c} \leqslant p_a$; $l_c = \frac{4M_t}{dh\,p_a}$; $\tau_f = \frac{2M_t}{dbl_c} \leqslant \tau_{af}$.
Asamblare cu pană disc	$\sigma_s = \frac{2M_t}{dlc} \leqslant \sigma_{as}$; $l = \frac{2M_t}{dc\,\sigma_{as}}$; $\tau_f = \frac{2M_t}{dlb} \leqslant \tau_{af}$.
Asamblare cu pană cilindrică	$\sigma_s = \frac{4M_t}{dd_1\,lz} \leqslant \sigma_{as}$; $l = \frac{4M_t}{dd_1\,z\,\sigma_{as}}$; $\tau_f = \frac{2M_t}{dd_1\,lz} \leqslant \tau_{af}$.

Rezistențe admisibile : asamblări fixe : $\sigma_{as}=1000...1200$ daN/cm² și, respectiv, 1500 daN/cm² cînd pana este fixată prin șuruburi de arbore—pentru sarcini constante, fără șocuri, $\sigma_{as}= 650...1000$ daN/cm² — pentru sarcini pulsatorii, $\sigma_{as} = 350...500$ daN/cm² — pentru sarcini alternante, cu șocuri; asamblări mobile : $p_a = 200...300$ daN/cm². $\tau_{af} = 1000$ daN/cm². Pentru penele cilindrice : $\sigma_{as} \leqslant 0{,}8\sigma_{02}$, $\tau_{af} = (0{,}2...0{,}3)\sigma_{02}$.

Calculul unei asamblări prin pene longitudinale se poate desfășura după următoarea schemă :

a. În funcție de diametrul d al arborelui, se aleg din STAS dimensiunile secțiunii transversale b și h ale penei.

b. La penele cu strîngere, se determină momentul de torsiune capabil să-l transmită asamblarea $M_{t\,cap}$, alegînd — în prealabil — o lungime standardizată a penei, în funcție de lățimea cunoscută a butucului; acest moment se compară cu momentul de torsiune M_t, care trebuie transmis. În cazul în care lățimea butucului nu este impusă, se determină — adoptînd rezistența admisibilă σ_{as} — lungimea penei, alegîndu-se apoi o lungime standardizată.

La penele paralele, se determină — din condiția de rezistență la strivire — lungimea de calcul a penei l_c, alegîndu-se ulterior o lungime standardizată. În cazul în care lungimea rezultată va fi mai mare decît lățimea posibilă a butucului, se vor monta două pene identice, dispuse la 180°.

c. La penele montate fără strîngere, se efectuează un calcul de verificare la forfecare, în cazul în care arborele este confecționat dintr-un material mai rezistent decît cel al penei.

Dimensiunile știfturilor și ale bolțurilor se aleg — de cele mai multe ori — constructiv, efectuîndu-se un calcul de verificare, cu relațiile din tabelul 15.

Tabelul 15

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul asamblărilor prin știfturi și bolțuri [7–10, 12, 13, 27]

Tipul asamblării și schema de solicitare	Relațiile de calcul
	$\tau_f = \dfrac{4M_t}{\pi d d_1^2} \leqslant \tau_{af}$; — între știft și manșon $\sigma_s = \dfrac{4M_t}{d_1(D^2 - d^2)} \leqslant \sigma_{as}$; — între știft și arbore $\sigma_s = \dfrac{6M_t}{d_1 d^2} \leqslant \sigma_{as}$; $d_1 = (0,2\ldots0,3)d$; $\dfrac{D}{d} \leqslant 2$, pentru manșon din oțel.
	$\sigma_s = \dfrac{F}{d_1 l_s}\left(1 + 6\dfrac{L}{l_s}\right) \leqslant \sigma_{as}$; $L = l + \dfrac{l_s}{2}$; $\sigma_i = \dfrac{32Fl}{\pi d_1^3} \leqslant \sigma_{ai}$.

Tipul asamblării și schema de solicitare	Relațiile de calcul
	$\tau_f = \frac{2F}{\pi d_1^2} \le \tau_{af}$; — între bolț și tirant $p = \frac{F}{d_1 a} \le p_a$; — între bolț și ochiurile furcii $\sigma_s = \frac{F}{2g\,d_1} \le \sigma_{as}$; $\sigma_i = \frac{8F(a+g)}{\pi d_1^3} \le \sigma_{ai}$; $\frac{g}{a} = 0,25\ldots 0,5$; $\frac{a}{d_1} = 1,5\ldots 1,7.$

Rezistențe admisibile: $\sigma_{as} \le 0,8\,\sigma_{02}$; $\tau_{af} = (0,2\ldots0,3)\,\sigma_{02}$; $\sigma_{ai} \le 1500$ daN/cm²; $p_a = 100\ldots 130$ daN/cm², din condiția de neexpulzare a lubrifiantului.
Observație: La știfturile crestate, rezistența admisibilă la strivire se adoptă cu 30% mai redusă.

99 O roată de curea este solidarizată cu arborele respectiv printr-o pană înclinată (fig. 73). Cunoscînd puterea care trebuie transmisă $P = 10$ kW, turația arborelui $n = 1000$ rot/min și diametrul acestuia $d = 25$ mm, să se dimensioneze pana, executată din OL 60. Materialul arborelui și al roții este OL 60, iar coeficientul de frecare $\mu = 0,15$. Lățimea butucului roții $B = 32$ mm.

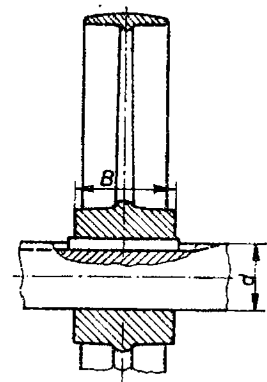


Fig. 73

Rezolvare :

Momentul de torsiune care trebuie transmis :

$$M_t = 95500\,\frac{P}{n} = 95500\,\frac{10}{1000} = 955 \text{ daN}\cdot\text{cm}.$$

Din STAS 1007-71, în funcție de diametrul arborelui, se aleg : $b = 8$ mm, $h = 7$ mm și $t = 4$ mm.

Lungimea activă a penei (v. tabelul 13) este:

$$l_c = \frac{2M_t}{b\left(\frac{b}{6} + 1{,}14\ \mu d - \mu t\right)\sigma_{as}} =$$

$$= \frac{2 \cdot 955}{0{,}8\left(\frac{0{,}8}{6} + 1{,}14 \cdot 0{,}15 \cdot 2{,}5 - 0{,}15 \cdot 0{,}4\right)1500} = 3{,}2 \text{ cm},$$

considerîndu-se $\sigma_{as} = 1500$ daN/cm² (v. tabelul 13).

Din STAS 1008-71, se alege lungimea standardizată $l = 36$ mm.

Se verifică, la strivire, suprafața de batere:

$$\sigma_s' = \frac{Q}{bh} = \frac{595}{0{,}8 \cdot 0{,}7} = 1063 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 2000 \text{ daN/cm}^2,$$

unde:

$$Q = F[\text{tg}(\varphi + \alpha) + \text{tg}\ \varphi] = 1920(0{,}16 + 0{,}15) = 595 \text{ daN};$$

$$\text{tg}(\varphi + \alpha) = \frac{\text{tg}\ \varphi + \text{tg}\ \alpha}{1 - \text{tg}\ \varphi\ \text{tg}\ \alpha} = \frac{0{,}15 + 0{,}01}{1 - 0{,}15 \cdot 0{,}01} = 0{,}16;$$

$$F = \frac{1}{2}\, bl_c\ \sigma_{as} = \frac{1}{2} \cdot 0{,}8 \cdot 3{,}2 \cdot 1500 = 1920 \text{ daN}.$$

Se alege o pană înclinată B8×7×36, STAS 1008-71.

100 Să se determine momentul de torsiune capabil a fi transmis de o asamblare cu o pană înclinată subțire B 12×6×50, STAS 431-73, diametrul arborelui fiind $d = 40$ mm. Să se compare acest moment cu momentul pe care îl poate prelua arborele; piesele care constituie asamblarea sînt executate din OL 60.

Rezolvare:

Momentul de torsiune capabil — din condiția de rezistență la strivire a suprafețelor funcționale — este (v. tabelul 13):

$$M_{t\,cap}' = \frac{1}{2} bl_c\left(\frac{b}{6} + 1{,}14\ \mu d\right)\sigma_{as} = \frac{1}{2} \cdot 1{,}2 \cdot 5\left(\frac{1{,}2}{6} + 1{,}14 \cdot 0{,}15 \cdot 4\right)1500 =$$

$$= 3978 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Momentul de torsiune capabil — din condiția de rezistență la strivire a suprafeței de batere a penei — este (v. tabelul 13):

$$M_{t\,cap}'' = F\left(\frac{b}{6} + 1{,}14\ \mu d\right) = 4645\left(\frac{1{,}2}{6} + 1{,}14 \cdot 0{,}15 \cdot 4\right) =$$

$$= 4106 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde : $F = \frac{Q_{adm}}{tg(\alpha + \varphi) + tg\,\varphi} = \frac{1440}{0,16 + 0,15} = 4645$ daN ; $Q_{adm} = bh\,\sigma'_{as} =$

$= 1,2 \cdot 0,6 \cdot 2000 = 1440$ daN,

adoptîndu-se $\sigma'_{as} = 2000$ daN/cm².

Asamblarea poate transmite momentul de torsiune capabil, minim, $M'_{t\,cap} = 3978$ daN · cm.

Momentul de torsiune care poate fi transmis de arbore (considerînd $\tau_{at} = 300$ daN/cm²):

$$M_t = 0,2d^3\tau_{at} = 0,2 \cdot 4^3 \cdot 300 = 3840 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

asamblarea putînd transmite integral momentul de torsiune preluat de arbore.

101 Să se determine momentul de torsiune care poate fi transmis de asamblarea prin pană înclinată concavă B 28×7,5×160, STAS 433-73. Pana este executată din OL 60 și este montată pe un arbore cu diametrul $d = 100$ mm. Să se compare acest moment cu momentul pe care îl poate transmite arborele, executat din OL 50.

Rezolvare :

Forța admisibilă de batere a penei se determină din condiția de rezistență la strivire a suprafeței de batere :

$$Q_{adm} = bs\,\sigma'_{as} = 2,8 \cdot 0,75 \cdot 2000 = 4200 \text{ daN}.$$

Forța cu care pana apasă asupra arborelui, considerînd coeficientul de frecare $\mu = tg\,\varphi = 0,15$ și avînd înclinarea feței superioare a penei $tg\,\alpha = 0,01$:

$$F = \frac{Q_{adm}}{tg(\alpha + \varphi) + tg\,\varphi} = \frac{4200}{0,16 + 0,15} = 13548 \text{ daN},$$

unde :

$$tg(\alpha + \varphi) = \frac{tg\,\alpha + tg\,\varphi}{1 - tg\,\alpha\ \ tg\,\varphi} = \frac{0,01 + 0,15}{1 - 0,01 \cdot 0,15} = 0,16.$$

Acestei forțe de apăsare îi corespunde un efort efectiv de strivire pe fețele active ale penei :

$$\sigma_s = \frac{2F}{bl_c} = \frac{2 \cdot 13548}{2,8 \cdot 16} = 604 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 1500 \text{ daN/cm}^2.$$

Momentul de torsiune capabil să-l transmită asamblarea (v. tabelul 13) :

$$M'_{t\,cap} = 1,14\,\mu\,Fd = 1,14 \cdot 0,15 \cdot 13548 \cdot 10 = 23167 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Momentul care poate fi transmis de arbore:

$$M''_{t\,cap} = 0{,}2\ d^3\ \tau_{at} = 0{,}2 \cdot 10^3 \cdot 300 = 60\ 000\ \text{daN} \cdot \text{cm}.$$

Rezultă că pana poate transmite,

$$\frac{M'_{t\,cap}}{M''_{t\,cap}} \cdot 100 = \frac{23167}{60\ 000} \cdot 100 \approx 38{,}5\%,$$

numai 38,5% din momentul pe care îl poate transmite arborele.

102 Să se determine momentul de torsiune care poate fi transmis de o asamblare cu două pene înclinate concave B 25×7×125, STAS 433-73, în cazul în care penele se dispun la 90°, 120° și 180°; diametrul arborelui $d = 90$ mm, materialul penelor fiind OL 60.

Rezolvare:

Forța de batere (v. tabelul 13)

$$Q = b\ s\ \sigma'_{as} = 2{,}5 \cdot 0{,}7 \cdot 2000 = 3500\ \text{daN},$$

iar forța de apăsare asupra arborelui (pentru $\mu = 0{,}15$ și $\text{tg}\ \alpha = 1:100$):

$$F = \frac{Q_{adm}}{\text{tg}(\alpha + \varphi) + \text{tg}\ \varphi} = \frac{3500}{0{,}16 + 0{,}15} = 11290\ \text{daN}.$$

Momentul de torsiune capabil a fi transmis de asamblarea cu două pene înclinate concave este (v. tabelul 13):

— pentru $\gamma = 90°$

$$M_{t\,cap} = \mu F d \left(1 + \cos\frac{\gamma}{2}\right) = 0{,}15 \cdot 11290 \cdot 9(1 + 0{,}707) = 26017\ \text{daN} \cdot \text{cm};$$

— pentru $\gamma = 120°$

$$M_{t\,cap} = 0{,}15 \cdot 11290 \cdot 9(1 + 0{,}5) = 22862\ \text{daN} \cdot \text{cm};$$

— pentru $\gamma = 180°$

$$M_{t\,cap} = 0{,}15 \cdot 11290 \cdot 9(1 + 0) = 15241\ \text{daN} \cdot \text{cm}.$$

Observație. Montarea a două pene la 180° nu este indicată, întrucît asamblarea transmite moment de torsiune mai mic decît în cazul unei singure pene.

103 Ce moment de torsiune poate transmite pana tangențială cu secțiunea 39,1×11 (STAS 1010-74), la un diametru al arborelui $d = 150$ mm și o lungime de calcul a butucului $l_c = 80$ mm? Pana este executată din OL 60 ($\sigma_{as} = 1500$ daN/cm²).

Rezolvare :

Momentul de torsiune capabil (v. tabelul 13) :

$$M_{t\,cap} = tl_c\left(\frac{d}{2} - \frac{t}{2}\right)\sigma_{as} = 1{,}1 \cdot 8\left(\frac{15}{2} - \frac{1{,}1}{2}\right)1500 = 91740 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

104 Să se determine dimensiunile unei pene paralele (cu capetele rotunde) folosită la montarea unui cuplaj cu fricțiune. Se cunosc : diametrul arborelui $d = 50$ mm ; momentul transmis de cuplaj $M_t = 3000$ daN · cm ; materialul arborelui OL 50, STAS 500-68 ; materialul semicuplajului asamblat prin pană Fc 20, STAS 568-75.

Rezolvare :

În funcție de diametrul arborelui, se aleg, din STAS 1004-71, dimensiunile penei : $b = 16$ mm și $h = 10$ mm. Se determină lungimea de calcul a penei :

$$l_c = \frac{4M_t}{dh\,p_a} = \frac{4 \cdot 3000}{5 \cdot 1 \cdot 300} = 8 \text{ cm}.$$

Lungimea totală a penei paralele este :

$$l = l_c + b = 8 + 1{,}6 = 9{,}6 \text{ cm},$$

alegîndu-se, din STAS 1005-71, o lungime standardizată $l = 100$ mm. Se adoptă o pană paralelă cu găuri de fixare A 16×10×100, STAS 1006-71.

105 Să se dimensioneze asamblarea — cu pană paralelă — dintre o roată baladoare a unei cutii de viteze și arborele respectiv. Se cunosc : $M_t = 1500$ daN · cm ; materialul arborelui OL 50, STAS 500-68 ; materialul roții 41 C 10, STAS 791-66 ; materialul penei OL 60. Roata are lățimea $B = 60$ mm.

Rezolvare :

Din calculul de predimensionare al arborelui, rezultă :

$$d = \sqrt[3]{\frac{16\,M_t}{\pi\,\tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1500}{3{,}14 \cdot 300}} = 2{,}9 \text{ cm},$$

adoptîndu-se $d = 3$ cm. Din STAS 1004-71 — în funcție de diametrul arborelui — se aleg dimensiunile secțiunii penei de tip B : $b = 8$ mm și $h = 7$ mm.

Lungimea de calcul (v. tabelul 14) :

$$l_c = \frac{4M_t}{dhp_a} = \frac{4 \cdot 1500}{3 \cdot 0{,}7 \cdot 250} = 11{,}4 \text{ cm}.$$

Este, astfel, nevoie de două pene dispuse la 180°, lungimea acestora fiind $l = B +$ cursa roţii baladoare.

Se verifică pana la forfecare (v. tabelul 14):

$$\tau_f = \frac{2M_t}{dbl} = \frac{2 \cdot 1500}{3 \cdot 0,8 \cdot 2 \cdot 5,6} = 112 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = 850 \text{ daN/cm}^2.$$

Asamblarea se va realiza cu două pene paralele B $8 \times 7 \times l$, STAS 1005-71.

106 O roată de curea este fixată de arbore prin intermediul unei pene cilindrice (fig. 74). Se cunosc: $M_t = 530$ daN · cm, $d = 30$ mm, $d_1 = 6$ mm şi $l = 30$ mm, materialul ştifturilor OLC 45, materialul arborelui OL 37 şi materialul roţii OL 50. Să se verifice asamblarea respectivă.

Rezolvare:

Efortul unitar efectiv de forfecare (v. tabelul 14):

$$\tau_f = \frac{2M_t}{dd_1lz} = \frac{2 \cdot 530}{3 \cdot 0,6 \cdot 3 \cdot 1} = 196 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = 900 \text{ daN/cm}^2,$$

unde:

$$\tau_{af} = 0,25\sigma_{02} = 0,25 \cdot 3600 = 900 \text{ daN/cm}^2.$$

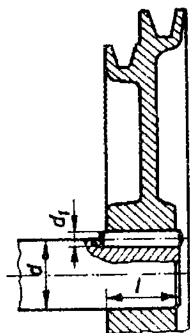


Fig. 74

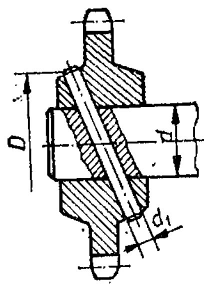


Fig. 75

Efortul unitar efectiv de strivire (v. tabelul 14):

$$\sigma_s = \frac{4M_t}{dd_1 lz} = \frac{4 \cdot 530}{3 \cdot 0,6 \cdot 3 \cdot 1} = 392 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 1500 \text{ daN/cm}^2.$$

107 Ştiftul cilindric — dispus înclinat faţă de arbore — care fixează o roată de lanţ (fig. 75), trebuie să transmită un moment de torsiune $M_t = 480$ daN·cm. Întrucît transmisia prin lanţ funcţionează

cu șocuri, se va majora sarcina — care solicită știftul — cu 10%. Care este diametrul necesar al știftului, dacă acesta este executat din OLC 45 (d = 30 mm și D = 60 mm)?

Rezolvare:

Se dimensionează știftul, din condiția de rezistență la forfecare (v. tabelul 15):

$$M_{tc} = 1,1\ M_t;\ \tau_{af} = 0,25\ \sigma_{02} = 0,25 \cdot 3600 = 900\ \text{daN/cm}^2;$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4M_{tc}}{\pi d\,\tau_{af}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 480 \cdot 1,1}{3,14 \cdot 3 \cdot 900}} \approx 0,5\ \text{cm},$$

adoptîndu-se un știft B 6×65, STAS 1599-68.

Efortul unitar efectiv de strivire dintre știft și arbore (v. tabelul 15):

$$\sigma_s = \frac{6M_{tc}}{d_1 d^2} = \frac{6 \cdot 480 \cdot 1,1}{0,6 \cdot 3^2} = 587\ \text{daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 1500\ \text{daN/cm}^2.$$

Efortul unitar efectiv de strivire dintre știft și roată (v. tabelul 15):

$$\sigma_s = \frac{4M_{tc}}{d_1(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 480 \cdot 1,1}{0,6(6^2 - 3^2)} = 130\ \text{daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 1500\ \text{daN/cm}^2.$$

108 Asupra sistemului de comandă al unui cuplaj intermitent, comandat, acționează o forță F = 40 daN (fig. 76). Se cunosc: a = 15 mm, g = 8 mm, dimensiunile bolțului de legătură 6×32, materialul pîrghiei și furcii OL 37 și materialul bolțului OLC 35. Să se verifice asamblarea.

Rezolvare:

Efortul unitar efectiv de strivire dintre bolț și pîrghie (v. tabelul 15):

$$\sigma_s = \frac{F}{ad_1} = \frac{40}{1,5 \cdot 0,6} = 44\ \text{daN/cm}^2 <$$

$$< \frac{\sigma_{as}}{1,3} = \frac{1500}{1,3} = 1154\ \text{daN/cm}^2.$$

Presiunea de contact dintre bolț și furcă (v. tabelul 15):

$$p = \frac{F}{2gd_1} = \frac{40}{2 \cdot 0,8 \cdot 0,6} =$$

$$= 42\ \text{daN/cm}^2 < p_a = 120\ \text{daN/cm}^2.$$

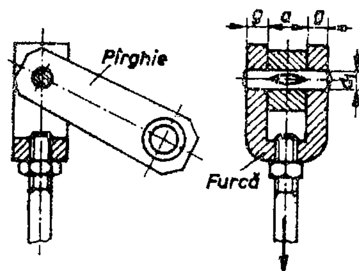


Fig. 76

Efortul unitar efectiv de încovoiere din bolț :

$$\sigma_i = \frac{8F(a+g)}{\pi d_1^3} = \frac{8 \cdot 40(1{,}5+0{,}8)}{3{,}14 \cdot 0{,}6^3} = 1085 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai} = 1400 \text{ daN/cm}^2.$$

Efortul unitar efectiv de forfecare din bolț :

$$\tau_f = \frac{F}{2\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{40}{2\frac{3{,}14 \cdot 0{,}6^2}{4}} = 71 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = 900 \text{ daN/cm}^2,$$

unde :

$$\tau_{af} = 0{,}25 \quad \sigma_{02} = 0{,}25 \cdot 3600 = 900 \quad \text{daN/cm}^2.$$

109 Un știft crestat, pe o porțiune din lungime, este folosit ca osie pentru rola unui transportor (fig. 77). Se cunosc : forța care solicită rola $F = 250$ daN, diametrul știftului $d_1 = 20$ mm, lățimea rolei $l_r = 40$ mm, lățimea piesei de sprijin $l_s = 45$ mm. Să se verifice știftul și să se precizeze dacă dimensiunile alese sînt corespunzătoare.

Rezolvare :

Presiunea de contact dintre rolă și știft (v. tabelul 15) :

$$p = \frac{F}{d_1 l_r} = \frac{250}{2 \cdot 4} = 31 \quad \text{daN/cm}^2 < p_a = 120 \text{ daN/cm}^2.$$

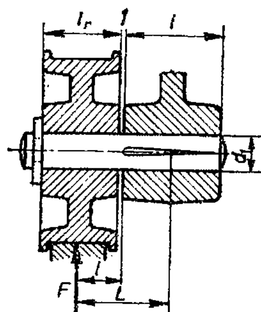


Fig. 77

Efortul unitar efectiv de strivire pe suprafața de contact dintre știft și piesa de sprijin (v. tabelul 15) :

$$\sigma_s = \frac{F}{d_1 l_s}\left(1 + 6\frac{L}{l_s}\right) = \frac{250}{2 \cdot 4{,}5}\left(1 + 6\frac{4{,}35}{4{,}5}\right) =$$

$$= 189 \text{ daN/cm}^2 < \frac{\sigma_{as}}{1{,}3} = \frac{1500}{1{,}3} = 1154 \text{ daN/cm}^2,$$

unde :

$$L = \frac{l_r}{2} + 0{,}1 + \frac{l_s}{2} = \frac{4}{2} + 0{,}1 + \frac{4{,}5}{2} = 4{,}35 \text{ cm}.$$

Efortul unitar efectiv de încovoiere din știft :

$$\sigma_i = \frac{32\,Fl}{\pi d_1^3} = \frac{32 \cdot 250 \cdot 2{,}1}{3{,}14 \cdot 2^3} = 669 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai} = 1400 \text{ daN/cm}^2,$$

unde:

$$l = \frac{l_r}{2} + 0{,}1 = \frac{4}{2} + 0{,}1 = 2{,}1 \text{ cm}.$$

În concluzie, dimensiunile asamblării sînt bine alese.

110 Să se calculeze momentul de torsiune maxim ce poate fi transmis de asamblarea — dintre un arbore și butucul unei roți de curea — cu pană înclinată cu nas 18×11×63, STAS 1009-71, cunoscînd diametrul arborelui $d = 60$ mm ($\mu = 0{,}15$; $\sigma_{as} = 1500$ daN/cm²).

111 La o mașină agricolă — care funcționează cu șocuri mari — flanșa unui cuplaj este fixată pe arbore prin intermediul unei pene înclinate cu nas (fig. 78). Să se verifice asamblarea, cunoscînd: $M_t = 3100$ daN·cm; $d = 50$ mm; dimensiunile secțiunii penei 16×10 mm; $l_c = 80$ mm; $\mu = 0{,}15$; $\sigma_{as} = 500$ daN/cm².

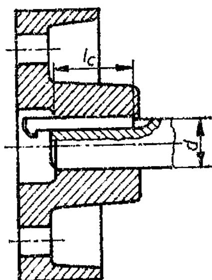


Fig. 78

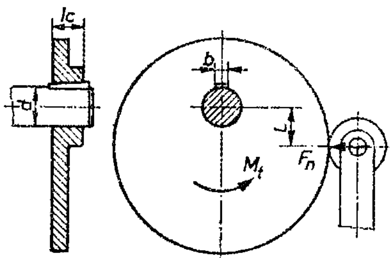


Fig. 79

112 O camă este fixată pe un arbore printr-o pană înclinată concavă (fig. 79), atît cama cît și arborele fiind executate din oțel. Cama se rotește într-un singur sens, asupra acesteia acționînd o rolă cu o forță normală $F_n = 55$ daN. Se cunosc: diametrul arborelui pe care se montează cama $d = 25$ mm; lungimea activă a penei (lungimea butucului) $l_c = 20$ mm; brațul forței $L = 22$ mm. Să se verifice dacă pana poate transmite momentul de torsiune $M_t = F_n\ L$($\mu = 0{,}15$, $\sigma_{as} =$ $= 1500$ daN/cm²).

113 La un arbore cu $d = 500$ mm, penele tangențiale normale au dimensiunile $b = 125{,}9$ mm și $t = 34$ mm (conform STAS 1010-74), iar penele tangențiale solicitate alternant sau cu șocuri au dimensiunile $b = 150$ mm și $t = 50$ mm (conform STAS 1011-74). Cunoscînd $M_t =$ $= 4\,000\,000$ daN·cm și $l_c = 600$ mm, se cere să se verifice penele la solicitarea de strivire.

114 O roată de curea din fontă—întrebuințată la o mașină agricolă — este fixată pe arbore prin pene tangențiale cu $b = 30$ mm și $t = 10$ mm, conform STAS 1011-74 (fig. 80); asamblarea trebuie să transmită un moment de torsiune cu șocuri, în ambele sensuri. Care este lungimea activă a penelor, dacă valoarea maximă a momentului de torsiune este $M_t = 60\,000$ daN·cm, iar diametrul arborelui $d = 100$ mm? Penele sînt executate din OL 60 ($\sigma_{as} = 500$ daN/cm²).

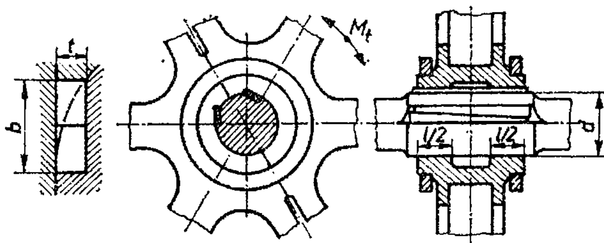


Fig. 80

115 Asamblarea de tip arbore — butuc, cu diametrul $d = 60$ mm și lungimea $l = 105$ mm, trebuie să transmită un moment de torsiune $M_t = 10\,000$ daN · cm. Materialul arborelui este OLC 45, iar al butucului Fc 30. Să se aleagă pana paralelă, tip A, care realizează această asamblare ($\sigma_{as} = 1200$ daN/cm²).

116 O roată de curea — pentru antrenarea unei mașini de prelucrare a lemnului — se fixează pe arborele respectiv printr-o pană paralelă (fig. 81). Asamblarea trebuie să transmită un moment de torsiune $M_t = 2000$ daN · cm. Să se dimensioneze asamblarea, dacă $d = 32$ mm, pana fiind executată din OL 60 ($\sigma_{as} = 1200$ daN/cm²).

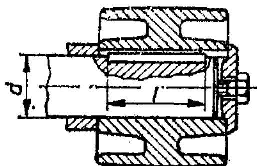


Fig. 81

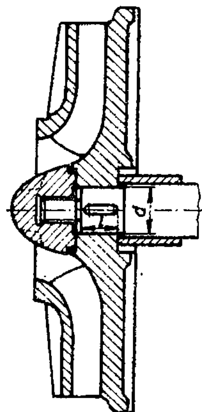


Fig. 82

117 Rotorul unei pompe este fixat pe arbore printr-o pană paralelă (fig. 82). Să se verifice asamblarea, cunoscîndu-se: $M_t = 13\,500$ daN · cm; $d = 90$ mm; $l = 70$ mm, pana fiind executată din OL 60.

118 Să se calculeze asamblarea cu pană disc, capabilă să transmită un moment de torsiune $M_t = 2000$ daN·cm, dacă diametrul arborelui este $d = 32$ mm ($\sigma_{as} = 1200$ daN/cm²).

119 O roată de curea din fontă, folosită pentru antrenarea unui mecanism auxiliar al unei maşini, este fixată pe arbore — executat din oţel — printr-o pană disc 10×15, STAS 1012-71 (fig. 83).

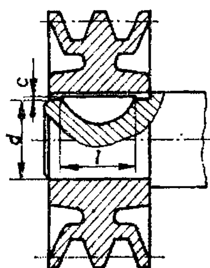


Fig. 83

Ce moment de torsiune poate transmite asamblarea? Poate asamblarea să transmită o putere $P = 5$ kW, la o turaţie de 1000 rot/min? Se cunosc: $d = 45$ mm, $l = 37{,}1$ mm şi $\sigma_{as} = 1200$ daN/cm².

120 O pană cilindrică — cu $d_1 = 5$ mm şi $l = 20$ mm — fixează o manivelă pe arborele respectiv (fig. 84). Se cunosc: $d = 20$ mm; $D = 40$ mm; $L = 35$ mm; materialul penei OLC 45; materialul arborelui OL 37; materialul butucului OL 50. Să se calculeze: momentul de torsiune pe care-l poate transmite asamblarea, din condiţia de rezistenţă la forfecare a penei cilindrice; momentul capabil, din condiţia de rezistenţă la strivire; forţa F, corespunzătoare momentului minim calculat. Se va considera $\sigma_{as} = 1000$ daN/cm² şi $\tau_{af} = 750$ daN/cm².

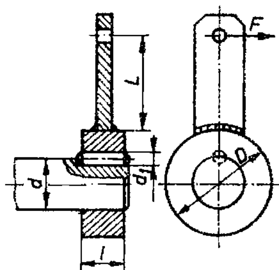


Fig. 84

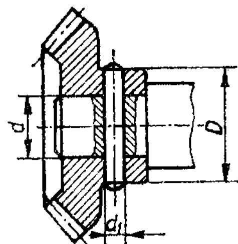


Fig. 85

121 Pe arborele unei transmisii este fixată, printr-un ştift cilindric, o roată conică (fig. 85), care trebuie să transmită un moment de torsiune $M_t = 280$ daN·cm. Se cunosc: $d_1 = 6$ mm; $d = 20$ mm; $D = 40$ mm; materialul ştiftului OLC 45; materialul arborelui OL 37 şi al roţii OL 60. Să se verifice rezistenţa ştiftului.

122 În figura 86 se prezintă articulația unei tije de tracțiune. Cunoscînd forța care solicită tija F=1100 daN, dimensiunile a=35 mm și g = 15 mm, materialul bolțului OLC 35, materialul tijei și al furcii OL 37, să se dimensioneze și să se verifice bolțul (p_a = 130 daN/cm²).

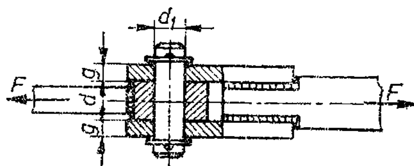


Fig. 86

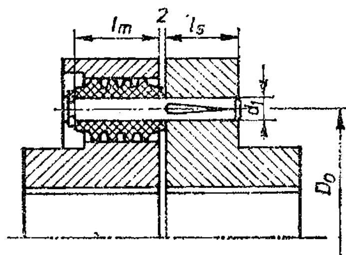


Fig. 87

123 Un cuplaj cu bolțuri și manșon de cauciuc este format din șase manșoane fixate prin intermediul unor știfturi crestate (fig. 87). Cuplajul trebuie să transmită un moment de torsiune M_t = 6500 daN·cm. Se cunosc: d_1 = 20 mm; D_0 = 175 mm; l_m = 30 mm; l_s = 20 mm; materialul știftului OLC 45; materialul semicuplajelor OL 42. Să se verifice știfturile crestate.

7

ASAMBLĂRI PRIN CANELURI

Asamblările prin caneluri — folosite, în special, la cutiile de viteze ale autovehiculelor și mașinilor-unelte, la cuplaje etc. — pot fi fixe sau mobile, caracterul fix sau mobil reflectîndu-se asupra formei și dimensiunilor profilului, precum și asupra modului de centrare.

Profilul asamblărilor prin caneluri poate fi dreptunghiular (fig. 88, *a*), triunghiular (fig. 88, *b*) și în evolventă (fig. 88, *c*).

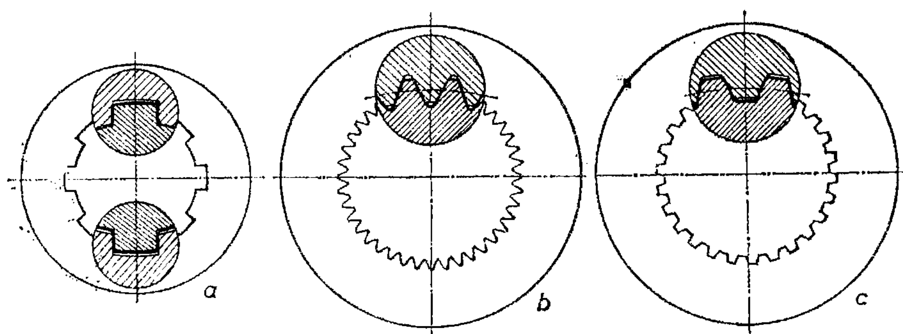


Fig. 88

Standardele clasifică asamblările prin caneluri dreptunghiulare — în funcție de capacitatea de a transmite sarcina și de modul de cuplare — în trei serii, care diferă prin dimensiuni, modul de centrare și numărul canelurilor (STAS 1768-68, 1769-68 și 1770-68).

NOTAȚII FOLOSITE

d, D — diametrele interior și exterior ale arborelui canelat;
d_i, d_e — diametrul de fund, respectiv de vîrf al arborelui, la canelurile în evolventă;
D_e, D_d — diametrul de vîrf al butucului, respectiv diametrul de divizare, la canelurile în evolventă;
h — înălțimea portantă a canelurii;
L — lungimea butucului canelat;
M_{tn} — momentul de torsiune nominal;
$M_{t\,cap}$ — momentul de torsiune capabil să-l transmită asamblarea;

S' — suprafaţa portantă, necesară pentru transmiterea momentului de torsiune nominal;
s' — suprafaţa portantă reală — a flancurilor canelurilor — raportată la unitatea de lungime de contact a butucului canelat;
z — numărul de caneluri;
σ_s, σ_{as} — efortul unitar efectiv, respectiv rezistenţa admisibilă la strivire;
τ_{at} — rezistenţa admisibilă la torsiune, pentru calculul convenţional al arborilor.

RELAŢII ŞI METODICA DE CALCUL

Cunoscînd momentul nominal de torsiune M_{tn} şi condiţiile de funcţionare, calculul asamblărilor prin caneluri se poate desfăşura după metodica prezentată în tabelul 16.

Tabelul 16

Relaţiile şi metodica de calcul a asamblărilor prin caneluri [7, 12, 26, 27]

Elementul de calcul	Relaţiile de calcul şi recomandările necesare
	Caneluri dreptunghiulare
Diametrul arborelui, d	$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tn}}{0{,}2\tau_{at}}}$; $\tau_{at} = 250 \ldots 350$ daN/cm^2.
Parametrii asamblării	În funcţie de diametrul d al arborelui, din STAS 1768-68, 1769-68 şi 1770-68.
Suprafaţa portantă necesară, S'	$S' = \frac{M_{tn}}{r_m} \frac{1}{\sigma_{as}}$; σ_{as}, v. tabelul AII—10.
Suprafaţa portantă reală, raportată la unitatea de lungime, s' 	$s' = 0{,}75\left(\frac{D-d}{2} - 2g\right)z$; $g \equiv c$.
Lungimea necesară a butucului canelat, L	$L \geq S'/s'$.
Momentul de torsiune capabil, $M_{t\,cap}$	$M_{t\,cap} = s'Lr_m\sigma_{as} \geq M_{tn}$.

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
	Caneluri în evolventă
Diametrul arborelui, d	La fel ca la canelurile dreptunghiulare.
Parametrii asamblării	În funcție de diametrul arborelui $d \equiv d_i$, din STAS 6858-63.
Lungimea necesară a butucului, L	$L \geqslant \dfrac{2M_{tn}}{0{,}75 D_d\, hz\, \sigma_{as}}$; $h = \dfrac{d_e - D_e}{2}$; σ_{as}, v. tabelul AII-10.
Efortul unitar de strivire, σ_s	$\sigma_s = \dfrac{2M_{tn}}{0{,}75 D_d\, hLz} \leqslant \sigma_{as}$.
Momentul de torsiune capabil, $M_{t\,cap}$	$M_{t\,cap} = 0{,}375 D_d\, hLz\, \sigma_{as} \geqslant M_{tn}$.

În funcție de condițiile de funcționare, se alege seria asamblării canelate, din STAS 1768-68, 1769-68 și 1770-68, pentru canelurile dreptunghiulare. Parametrii asamblării prin caneluri în evolventă se aleg din STAS 6858-63.

124 Să se calculeze lungimea asamblării prin caneluri din fig. 89, care trebuie să transmită un moment de torsiune $M_{tn} = 8500$ daN · cm. Arborele și butucul canelat sînt executați din OLC 60, condițiile de funcționare fiind grele; cuplarea se face în gol.

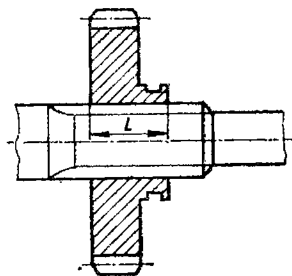


Fig. 89

Rezolvare:

Se predimensionează arborele (v. tabelul 28, cap. 13):

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{tn}}{0{,}2\tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{8\,500}{0{,}2 \cdot 250}} \approx 5{,}5 \text{ cm},$$

considerînd $\tau_{at} = 250$ daN/cm².

Pentru un arbore cu diametrul $d = 55$ mm, se alege un arbore canelat, serie mijlocie, $8 \times 56 \times 65$, STAS 1769-68. Se calculează suprafața portantă necesară :

$$S' = \frac{M_{tn}}{r_m} \cdot \frac{1}{\sigma_{as}} = \frac{8\,500}{\frac{6,5 + 5,6}{4}} \cdot \frac{1}{250} = 11,2 \text{ cm}^2,$$

alegîndu-se $\sigma_{as} = 250$ daN/cm², din tabelul AII-10.

Suprafața portantă reală a flancurilor, pe unitatea de lungime de contact, este :

$$s' = 0,75 \left(\frac{D - d}{2} - 2g\right) z = 0,75 \left(\frac{6,5 - 5,6}{2} - 2 \cdot 0,05\right) 8 = 2,1 \text{ cm}^2/\text{cm},$$

obținîndu-se lungimea necesară a asamblării :

$$L \geqslant \frac{S'}{s'} = \frac{11,2}{2,1} = 5,3 \text{ cm}.$$

125 Să se verifice arborele canelat $10 \times 82 \times 88$, STAS 1768-68 — executat din OL 50 — care transmite un moment de torsiune $M_{tn} = 20\,000$ daN·cm, lungimea butucului canelat fiind $L = 50$ mm. Asamblarea este fixă, iar condițiile de funcționare — mijlocii.

Rezolvare :

Se calculează suprafața portantă reală a flancurilor, raportată la unitatea de lungime (v. tabelul 16) :

$$s' = 0,75 \left(\frac{D - d}{2} - 2g\right) z = 0,75 \left(\frac{8,8 - 8,2}{2} - 2 \cdot 0,05\right) 10 = 1,5 \text{cm}^2/\text{cm},$$

și raza medie a canelurilor :

$$r_m = \frac{D + d}{4} = \frac{8,8 + 8,2}{4} = 4,25 \text{ cm}.$$

Momentul de torsiune capabil a fi transmis :

$$M_{t\,cap} = s' L r_m \sigma_{as} = 1,5 \cdot 5 \cdot 4,25 \cdot 800 = 25\,500 \text{ daN} \cdot \text{cm} > M_{tn} = 20\,000 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

rezultînd că arborele canelat este bine ales ($\sigma_{as} = 800$ daN/cm², v. tabelul AII-10).

126 Să se determine lungimea necesară a butucului—pentru un arbore canelat din seria mijlocie, $8 \times 42 \times 48$, STAS 1769-68 — care să permită cuplarea în gol, în condiții mijlocii de funcționare. Materialul arborelui și butucului canelat : OLC 60.

Rezolvare :

Se determină momentul pe care-l poate transmite arborele :

$$M_{tn} = W_p \tau_{at} = 0{,}2d^3 \tau_{at} = 0{,}2 \cdot 4{,}2^3 \cdot 300 = 4445 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Suprafaţa portantă necesară este :

$$S' = \frac{M_{tn}}{r_m} \frac{1}{\sigma_{as}} = \frac{4445}{2{,}25} \cdot \frac{1}{300} = 6{,}58 \text{ cm}^2,$$

adoptîndu-se: $\sigma_{as} = 300$ daN/cm² (v. tabelul AII-10) şi $\tau_{at} = 300$ daN/cm²;

$$r_m = \frac{D + d}{4} = \frac{4{,}8 + 4{,}2}{4} = 2{,}25 \text{ cm}.$$

Se calculează suprafaţa portantă reală a flancurilor, pe unitatea de lungime de contact :

$$s' = 0{,}75 \left(\frac{D - d}{2} - 2g\right) z = 0{,}75 \left(\frac{4{,}8 - 4{,}2}{2} - 2 \cdot 0{,}03\right) 8 = 1{,}44 \text{ cm}^2/\text{cm},$$

rezultînd lungimea necesară a butucului :

$$L \geqslant \frac{S'}{s'} = \frac{6{,}58}{1{,}44} \approx 4{,}6 \text{ cm}.$$

127 Pe un arbore canelat — serie mijlocie — este montat un semicuplaj care funcţionează în condiţii medii, transmiţînd o putere P=11 kW, la o turaţie n = 400 rot/min. Să se calculeze lungimea necesară a butucului semicuplajului, admiţînd $\tau_{at} = 300$ daN/cm² şi $\sigma_{as} = 150$ daN/cm².

Rezolvare :

Momentul de torsiune care trebuie să fie transmis de arborele canelat este :

$$M_{tn} = 95500 \frac{P}{n} = 95\,500 \cdot \frac{11}{400} \approx 2626 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Se predimensionează arborele :

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{tn}}{0{,}2\tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{2\,626}{0{,}2 \cdot 300}} \approx 3{,}5 \text{ cm},$$

alegîndu-se, din STAS 1769-68, un arbore canelat 8×36×42.

Raza medie a canelurilor este, în acest caz,

$$r_m = \frac{D + d}{4} = \frac{42 + 36}{4} = 19{,}5 \text{ mm},$$

obţinîndu-se suprafaţa portantă necesară

$$S' = \frac{M_{tn}}{r_m} \frac{1}{\sigma_{aS}} = \frac{2\,626}{1{,}95} \cdot \frac{1}{150} \approx 8{,}98 \text{ cm}^2.$$

Suprafaţa portantă reală a flancurilor, raportată la unitatea de lungime de contact, are valoarea :

$$s' = 0{,}75\left(\frac{D - d}{2} - 2g\right) z = 0{,}75 \left(\frac{4{,}2 - 3{,}6}{2} - 2 \cdot 0{,}03\right) 8 = 1{,}44 \text{ cm}^2/\text{cm},$$

rezultînd lungimea necesară a butucului semicuplajului

$$L \geqslant \frac{S'}{s'} = \frac{8{,}98}{1{,}44} \approx 6{,}2 \text{ cm}.$$

128 Discurile exterioare — conduse — (fig. 90) ale unui cuplaj multidisc sînt fixate pe semicuplajul condus (v. spre exemplu fig. 114) — pentru a transmite momentul de torsiune şi pentru a se deplasa axial — prin intermediul unor caneluri în evolventă (CEF 180×4, STAS 6858-63). Momentul de torsiune, $M_{tn} = 25\,000$ daN · cm, se transmite — cu şocuri — prin şapte discuri exterioare, din oţel, cu grosimea $b_1 = 3$ mm. Să se determine efortul unitar efectiv de strivire şi momentul de torsiune pe care-l poate transmite asamblarea prin caneluri a unui singur disc.

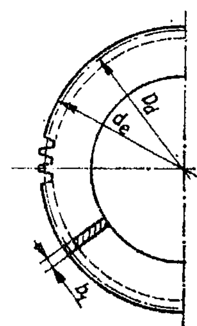


Fig. 90

Rezolvare :

În relaţiile din tabelul 16, se introduc elementele de calcul corespunzătoare unui singur disc (b_1 în loc de L şi M_{tn1} în loc de M_{tn}).

Efortul unitar de strivire :

$$\sigma_{S1} = \frac{2M_{tn1}}{0{,}75\, D_d h b_1 z} = \frac{2 \cdot 3571}{0{,}75 \cdot 17{,}6 \cdot 0{,}36 \cdot 0{,}3 \cdot 44} = 114 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} < \sigma_{as} = 150 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2},$$

unde :

$$M_{tn1} = \frac{M_{tn}}{7} = \frac{25\,000}{7} = 3571 \text{ daN} \cdot \text{cm} ; \; b_1 = L = 3 \text{ mm} ; \; d_e = 179{,}2 \text{ mm},$$

$$D_e = 172 \text{ mm}, \; D_d = 176 \text{ mm şi } z = 44, \text{ din STAS 6858-63} ; \; h = \frac{d_e - D_e}{2} =$$

$$\frac{179{,}2 - 172}{2} = 3{,}6 \text{ mm} ; \; \sigma_{aS} = 150 \text{ daN/cm}^2 \text{ (v. tabelul AII-10)}.$$

Se determină momentul de torsiune pe care-l poate transmite un singur disc (v. tabelul 16) :

$$M_{t\,cap1} = 0{,}375 D_d h b_1 z\, \sigma_{as} = 0{,}375 \cdot 17{,}6 \cdot 0{,}36 \cdot 0{,}3 \cdot 44 \cdot 150 =$$

$$= 4704 \text{ daN} \cdot \text{cm} > M_{tn1} = 3571 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

129 Să se calculeze momentul de torsiune ce poate fi transmis cu un arbore canelat, seria ușoară, $6\times28\times32$, STAS 1768-68, considerîndu-se asamblarea fixă. Să se calculeze lungimea butucului asamblării canelate, adoptîndu-se $\tau_{at} = 300$ daN/cm² și $\sigma_{as} = 400$ daN/cm².

130 Să se calculeze lungimea butucului asamblării prin caneluri — cu deplasări axiale — pentru transmiterea unui moment de torsiune $M_t = 16\,000$ daN·cm, de către un arbore canelat, seria mijlocie, $10\times72\times$ $\times82$, STAS 1769-68, care funcționează în condiții medii. Se consideră $\sigma_{as} = 250$ daN/cm².

131 Ce putere poate transmite — la turația $n = 460$ rot/min — un arbore canelat seria grea, $16\times52\times60$, STAS 1770-68? Se adoptă $\tau_{at} = 250$ daN/cm² și $\sigma_{as} = 100$ daN/cm².

132 Să se verifice asamblarea mobilă, realizată cu ajutorul unui arbore canelat, seria mijlocie, $10\times92\times102$, STAS 1769-68, cunoscîndu-se : $L = 65$ mm și $M_{tn} = 25\,000$ daN·cm ($\sigma_{as} = 300$ daN/cm²).

133 Să se calculeze asamblarea prin caneluri, dintre o furcă cardanică și arborele respectiv (fig. 91), știind că momentul de torsiune ce trebuie transmis de arbore este $M_{tn} = 175$ daN·m. Arborele canelat are dimensiunile de $10\times72\times78$, STAS 1768-68 ($\sigma_{as} = 480$ daN/cm²).

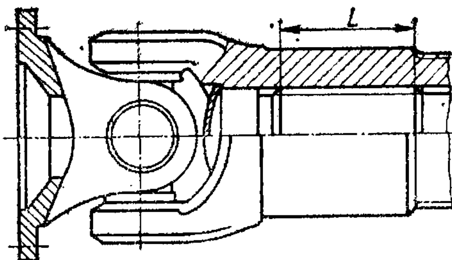


Fig. 91

134 Să se calculeze grosimea b_1 și momentul de torsiune pe care-l poate transmite un singur disc interior (conducător) al cuplajului multidisc, din problema 128. Pentru a transmite momentul de torsiune și pentru a se deplasa axial, se folosesc caneluri în evolventă CEF 120×3, STAS 6858-63 ; sînt opt discuri interioare.

8

ASAMBLĂRI PRIN STRÎNGERE PE CON

Asamblările prin strîngere pe con sînt asamblări fixe, obținute prin deformarea elastică a pieselor asamblate. Se folosesc la fixarea butucilor pe arbori; funcționează prin frecare, apăsarea dintre arbore și butuc realizîndu-se prin tensionare axială, cu ajutorul unei piulițe.

NOTAȚII FOLOSITE

c — coeficientul de siguranță al asamblării;
d_m — diametrul mediu al suprafeței de contact;
F_n — forța de strîngere, normală pe generatoarea conului;
l, l_{nec} — lungimea, respectiv lungimea necesară a suprafeței de contact;
M_f — momentul de frecare;
M_t — momentul de torsiune care trebuie transmis de asamblare;
Q — forța axială de tensionare;
σ_{as} — rezistența admisibilă la solicitarea de strivire;
μ, φ — coeficientul de frecare de alunecare, respectiv unghiul de frecare ($\varphi = \text{arc tg } \mu$);
α — unghiul de înclinare a generatoarei conului.

RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul asamblărilor prin strîngere pe con sînt redate în tabelul 17.

Tabelul 17

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul asamblărilor prin strîngere pe con [12, 13, 27]

Schema de solicitare a asamblării	Relațiile de calcul	Recomandări, Rezistențe admisibile
	$Q = F_n(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)$;	$\mu = 0{,}15 \ldots 0{,}20$;
	$M_f = \mu F_n \frac{d_m}{2} \geqslant cM_t$;	$c = 1{,}1 \ldots 1{,}3$;
	$F_n = \frac{2c\,M_t}{\mu d_m}$;	$\alpha = 3° \ldots 7°$;
	$l_{nec} = \frac{F_n}{\pi d_m \sigma_{as}}$.	$\sigma_{as} \approx 500$ daN/cm².

135 Să se determine lungimea necesară de contact, a asamblării prin strîngere pe con dintre un arbore și o roată de curea (fig. 92), știind că momentul de torsiune care trebuie transmis este $M_t = 4800$ daN·cm, coeficientul de frecare dintre roată și arbore $\mu = 0{,}15$, iar diametrul mediu al suprafeței de contact $d_m = 2{,}3$ cm.

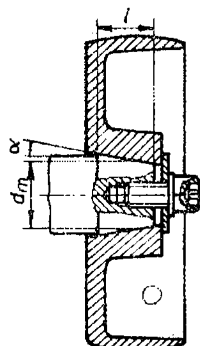


Fig. 92

Rezolvare :

Forța normală pe generatoarea conului (v. tabelul 17) :

$$F_n = \frac{2cM_t}{\mu d_m} = \frac{2 \cdot 1{,}2 \cdot 4\,800}{0{,}15 \cdot 2{,}3} \approx 33\,391 \text{ daN},$$

adoptîndu-se $c = 1{,}2$.

Se determină lungimea necesară de contact :

$$l_{nec} = \frac{F_n}{\pi d_m \sigma_{as}} = \frac{33\,391}{3{,}14 \cdot 2{,}3 \cdot 500} \approx 9{,}2 \text{ cm}.$$

136 Să se verifice asamblarea prin strîngere pe con dintre un arbore și o roată de curea trapezoidală (fig. 93). Se cunosc : $M_t = 5\,000$ daN·cm, $Q = 6\,200$ daN, $l = 50$ mm, $\mu = 0{,}2$, $c = 1{,}1$, $d_m = 28{,}75$ mm, $\alpha = 6°$.

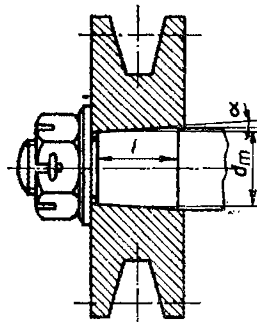


Fig. 93

Rezolvare :

Se determină forța normală de apăsare (v. tabelul 17) :

$$F_n = \frac{Q}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha} = \frac{6\,200}{0{,}10 + 0{,}2 \cdot 0{,}994} = 20\,750 \text{ daN}.$$

Se verifică momentul de torsiune pe care-l poate transmite asamblarea :

$$M_f = \mu F_n \frac{d_m}{2} = 0{,}2 \cdot 20\,750 \frac{2{,}875}{2} = 5\,966 \text{ daN}\cdot\text{cm} > M_{tc},$$

unde : $M_{tc} = cM_t = 1{,}1 \cdot 5000 = 5\,500$ daN·cm.

Se verifică asamblarea la solicitarea de strivire :

$$\sigma_s = \frac{F_n}{\pi d_m l} = \frac{20\,750}{3{,}14 \cdot 2{,}875 \cdot 5} \approx 460 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 500 \text{ daN/cm}^2.$$

137 Să se verifice asamblarea prin strîngere pe con la care se cunosc : $M_t = 28$ daN·m, $l = 38$ mm, $\mu = 0{,}2$, $c = 1{,}1$, $d_m = 25$ mm, $\alpha = 6°$, $Q = 4200$ daN.

138 Să se determine momentul de torsiune maxim care poate fi transmis de o roată dinţată, asamblată pe arborele respectiv—prin strîngere pe con (fig. 94), astfel încît asamblarea să reziste la solicitarea de strivire. Se cunosc :

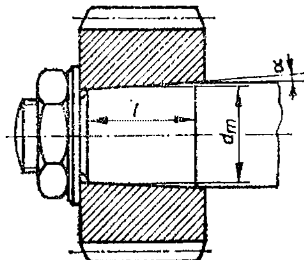


Fig. 94

$d_m = 46$ mm, $c = 1{,}3$, $\mu = 0{,}2$, $l = 27$ mm.

139 Să se calculeze forţa axială de tensionare — la o asamblare prin strîngere pe con—cunoscîndu-se : $M_t = 4600$ daN·cm, diametrul maxim al conului 52 mm, $\alpha = 3°$, $l = 60$ mm, $\mu = 0{,}2$ şi $c = 1{,}2$.

9

ASAMBLĂRI CU BRĂȚARĂ DE STRÎNGERE

La asamblările cu brățară de strîngere — care fac parte din categoria asamblărilor bazate pe acțiunea forțelor de frecare — presiunea necesară este creată prin strîngere cu șuruburi. Se folosesc pentru fixarea pe bare, tije, coloane, osii sau arbori a diferitelor manivele, brațe, suporți, roți de transmisie, care — de regulă — sînt solidare cu brățara.

NOTAȚII FOLOSITE

c — coeficientul de siguranță al asamblării;
d — diametrul arborelui;
M_f, M_{tc} — momentul de frecare, respectiv momentul de torsiune de calcul;
F_s — forța de strîngere, realizată de un șurub;
l — lungimea de contact dintre brățară și arbore;
N — forța normală pe suprafața de contact dintre brățară și arbore;
z — numărul de șuruburi dispuse pe o parte a brățării cu capac, respectiv numărul total de șuruburi la brățara secționată;
μ — coeficientul de frecare de alunecare dintre arbore și brățară.

RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

Calculul acestor asamblări constă, de fapt, în dimensionarea șuruburilor de strîngere la solicitarea de întindere, cu o forță de calcul $F_c = 1{,}3F_s$*) și verificarea presiunii de contact dintre arbore și brățară. Relațiile de calcul și recomandările necesare sînt prezentate în tabelul 18.

140 Să se dimensioneze cele opt șuruburi de la o brățară de strîngere cu capac, cu ajutorul căreia să se poată transmite un moment de torsiune $M_t = 5600$ daN · cm. Să se stabilească lungimea brățării, știind că arborele și șuruburile sînt executate din OL 50 ($\sigma_{at} = 800$ daN/cm²).

---

*) Pentru a lua în considerare și solicitarea de torsiune, care apare la montaj.

Tabelul 18

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul asamblărilor cu brățară de strîngere [7, 9, 12, 13, 24, 27, 40, 52]

Schema de solicitare a asamblării	Relațiile de calcul	Recomandări. Rezistențe admisibile
	$N = 2z\,F_s$; $M_{tc} \leqslant M_f = \mu N d = 2\mu z F_s d$; $F_s \geqslant \dfrac{M_{tc}}{2\mu z d}$; $M_{tc} = cM_t$; $\sigma_s = \dfrac{N}{ld} = \dfrac{2z\,F_s}{ld} \leqslant \sigma_{as}$.	$\mu = 0{,}15 \ldots 0{,}20$; $c = 1{,}2 \ldots 1{,}8$;
	$F_s = \dfrac{Na}{zb}$; $M_{tc} = cM_t \leqslant M_f = \mu N d$; $N \geqslant \dfrac{M_{tc}}{\mu d}$; $\sigma_s = \dfrac{N}{ld} \leqslant \sigma_{as}$.	$\sigma_{as} = 850$ daN/cm^2.

Rezolvare :

Momentul de torsiune de calcul

$$M_{t_c} = cM_t = 1{,}5 \cdot 5600 = 8400 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

adoptîndu-se $c = 1{,}5$. Diametrul arborelui se calculează cu relația (v. tabelul 28 din cap. 13) :

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_t}{0{,}2\tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{5\,600}{0{,}2 \cdot 200}} = 5{,}2 \text{ cm},$$

în care : $\tau_{at} = 200$ daN/cm^2.

Forța de strîngere pentru un șurub :

$$F_s \geqslant \frac{M_{tc}}{2\mu z d} = \frac{8\,400}{2 \cdot 0{,}15 \cdot 4 \cdot 5{,}2} \approx 1346 \text{ daN},$$

considerîndu-se $\mu = 0{,}15$, iar forța de calcul, pentru șuruburi, este

$$F_c = 1{,}3\,F_s = 1{,}3 \cdot 1346 = 1750 \text{ daN},$$

rezultînd diametrul interior, necesar, al șuruburilor de fixare :

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_c}{\pi\sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1750}{3{,}14 \cdot 800}} = 1{,}66 \text{ cm};$$

se adoptă, din STAS, șuruburi M20.

Se determină lungimea necesară a brățării*) :

$$l = \frac{2zF_s}{d\sigma_{as}} = \frac{2 \cdot 4 \cdot 1346}{5{,}2 \cdot 850} \approx 2{,}4 \text{ cm.}$$

141 Să se stabilească valoarea momentului de torsiune care poate fi transmis de un arbore cu diametrul $d = 60$ mm, prin intermediul unei brățări secționate (fig. 95). Brățara este strînsă cu un șurub M10; $a = 3$ cm și $b = 7{,}5$ cm. Piesele ce formează asamblarea sînt executate din OL 42 ($\sigma_{at} = 800$ daN/cm^2), coeficientul de frecare fiind $\mu = 0{,}15$.

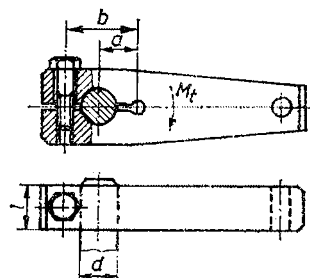


Fig. 95

Rezolvare :

Forța de strîngere admisibilă a șurubului**) se determină din condiția de rezistență la solicitarea de întindere :

$$F_s = \frac{\pi d_1^2}{4}\sigma_{at} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}837^2}{4} \cdot \frac{800}{1{,}3} = 338 \text{ daN.}$$

În acest caz, momentul transmis prin frecare are valoarea (v. tabelul 18) :

$$M_{tc} = M_f = \mu N d = \mu \frac{F_s z b}{a} d = \frac{0{,}15 \cdot 338 \cdot 1 \cdot 7{,}5}{3} \cdot 6 = 760 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar momentul de torsiune transmis de arbore :

$$M_t = 0{,}2 d^3 \tau_{at} = 0{,}2 \cdot 6^3 \cdot 200 = 8640 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

În concluzie, asamblarea analizată transmite numai parțial momentul pe care-l poate prelua arborele.

142 Pe un arbore — cu diametrul $d = 55$ mm — se fixează, prin intermediul unei brățări elastice de strîngere, un levier (fig. 96) de lungime $L = 180$ mm. Să se dimensioneze cele două șuruburi de strîngere, astfel încît levierul să poată fi solicitat cu o forță $F = 200$ daN. Se cunosc : $e = 40$ mm, $b = 80$ mm, $c = 1{,}2$, $\mu = 0{,}2$, materialul șurubului OL 42, cu $\sigma_{at} = 800$ daN/cm^2.

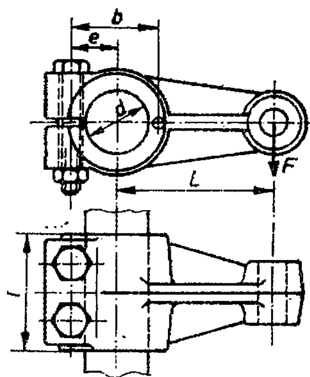


Fig. 96

143 Să se verifice asamblarea cu brățară de strîngere, cu capac, știind că strîngerea capacului se realizează cu ajutorul a șase șuruburi M10. Momentul de torsiune care trebuie

*) Lungimea reală a brățării se adoptă mai mare, pentru a putea monta șuruburile.

**) Rezistența admisibilă s-a împărțit la 1,3, pentru a ține seama că șurubul este solicitat — la montaj — și la torsiune.

transmis de arbore este $M_t = 800$ daN · cm, iar diametrul acestuia $d = 45$ mm. Se cunosc, de asemenea, $\mu = 0{,}2$, $c = 1{,}2$, $l = 80$ mm, materialul şuruburilor OL 42 ($\sigma_{at} = 800$ daN/cm²).

144 Pe un arbore cu diametrul d=60 mm este fixat un levier, prin intermediul unei brăţări elastice de strîngere (v. spre exemplu fig. 96). Cunoscînd $L = 150$ mm, $b = 90$ mm, $e = 45$ mm, $\mu = 0{,}2$, $c = 1{,}6$ şi faptul că strîngerea se realizează cu patru şuruburi M12, să se calculeze forţa maximă F care poate fi preluată de capătul liber al levierului. Şuruburile sînt executate din OL 42 ($\sigma_{at} = 800$ daN/cm²).

145 Pentru a pune în mişcare axul de comandă al unui întrerupător de putere, pentru înaltă tensiune, se acţionează cu ajutorul unei pîrghii, la capătul căreia se aplică o forţă maximă $F = 76$ daN (v. spre exemplu fig. 96). Strîngerea se obţine cu ajutorul a două şuruburi M16, coeficientul de siguranţă fiind $c = 1{,}5$. Să se calculeze forţa normală N şi forţa de strîngere a unui şurub F_s. Să se verifice asamblarea la solicitarea de strivire şi să se verifice şuruburile la solicitarea de întindere ($d = 50$ mm; $l = 80$ mm; $b = 80$ mm; $e = 40$ mm; $L = 250$ mm; $\mu = 0{,}2$; $\sigma_{at} = 800$ daN/cm²).

146 O brăţară — formată din două semiinele — se montează pe un arbore cu diametrul de 52 mm, realizînd o strîngere elastică. Să se determine lungimea necesară de contact l şi să se dimensioneze şuruburile de strîngere. Se cunosc: $\mu = 0{,}18$, $\sigma_{at} = 800$ daN/cm², $\tau_{at} = 250$ daN/cm², $\sigma_{as} = 300$ daN/cm², $c = 1{,}2$, $z = 3$.

10

ASAMBLĂRI CU INELE TRONCONICE

Asamblările cu inele tronconice sînt asamblări fixe ce se folosesc la solidarizarea butucilor pe arbori; fiecare pereche de inele este formată dintr-un inel interior şi unul exterior, aflate în contact pe suprafeţe conice. Contactul cu arborele şi butucul se face pe suprafeţe cilindrice.

Aceste asamblări transmit sarcina — momentul de torsiune — prin intermediul forţelor de frecare care apar între inele şi între inele şi arbore, respectiv între inele şi butuc, strîngerea realizîndu-se cu ajutorul unor şuruburi de fixare.

NOTAŢII FOLOSITE

d — diametrul arborelui;

d' — diametrul interior al perechii de inele tronconice ($d' = d$);

D_1 — diametrul exterior al perechii de inele tronconice;

F_1 — forţa radială de apăsare, la prima pereche de inele tronconice;

l — lăţimea perechii de inele tronconice;

l' — lăţimea de contact dintre inelul interior şi arbore;

M_t — momentul de torsiune nominal;

M_{f1}, $M_{f\,tot}$ — momentul de frecare dintre arbore şi inelul interior (minim), corespunzător primei perechi de inele tronconice, respectiv momentul de frecare total;

Q_1 — forţa axială de împingere a primei perechi de inele;

Q_0 — forţa axială de împingere, necesară pentru anularea jocurilor radiale — iniţiale — dintre inele şi piesele de asamblat (arbore şi butuc);

Q_{tot} — forţa axială totală de împingere;

z — numărul şuruburilor de strîngere;

α — unghiul de înclinare a generatoarei inelelor;

β — coeficientul de siguranţă la patinare;

μ, φ — coeficientul şi, respectiv, unghiul de frecare ($\mathrm{tg}\,\varphi = \mu$), corespunzător suprafeţelor în contact;

σ_s, σ_{as} — efortul unitar efectiv, respectiv rezistenţa admisibilă la strivire a materialului cel mai slab din asamblare.

RELAŢIILE ŞI METODICA DE CALCUL

Calculul unei asamblări cu inele tronconice constă în : determinarea forţei axiale totale de împingere şi dimensionarea şuruburilor de strîngere ; verificarea la strivire a suprafeţei de contact dintre inelul interior şi arbore. Relaţiile de calcul şi recomandările necesare sînt date în tabelul 19, iar dimensiunile perechilor de inele tronconice în tabelul AI-8.

Tabelul 19

Relaţiile şi recomandările necesare pentru calculul asamblărilor prin inele tronconice [7–9, 12, 27]

Schema de calcul	Relaţiile de calcul	Recomandări
Q_1, d, l; $\frac{\varphi_2}{2}$, F_1, $\mu_2 F_1$, Q_1, μF_{n1}, α, F_1, F_{n1}, φ, $(\varphi+\alpha)$, $F_1 tg(\varphi+\alpha)$; $F_1 tg(\varphi+\alpha)$, α, $(\varphi+\alpha)$, φ, F_1, F_{n1}, μF_{n1}, Q_2, $\mu_1 F_1$, φ_1	$\beta M_t \leqslant M_{f1} = \mu F_1 \frac{d}{2}$; $F_1 = \frac{2\beta M_t}{\mu d}$; $Q_1 = F_1[\text{tg}(\varphi + \alpha) + \text{tg}\,\varphi]$; $F_1 = \frac{Q_1}{\text{tg}(\varphi+\alpha) + \text{tg}\varphi}$; $\sigma_s = \frac{F_1}{\pi d l'} \leqslant \sigma_{as}$; $Q_{tot} = Q_0 + Q_1$; $d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}3\, Q_{tot}}{z\pi\, \sigma_{at}}}$.	$\beta = 1{,}5 \ldots 3$; $\mu = 0{,}15$; $\alpha = 12\ldots17°$; $\sigma_{as} = 850$ daN/cm^2 ; l'=din tabelul AI-8 ; $Q_0 = 1000$ daN – pentru $d = 12\ldots75$ mm ; $Q_0 = 30\,d$ – pentru $d = 80\ldots300$ mm (*d* se introduce în mm).
d, l'	$\beta M_t \leqslant M_{f\,tot} = 1{,}875\, M_{f1}$; $M_{f1} = \frac{\beta M_t}{1{,}875}$; $M_{f1} = \mu F_1 \frac{d}{2}$; $F_1 = \frac{2M_{f1}}{\mu d} = \frac{2\beta M_t}{1{,}875\,\mu d}$.	
d	$\beta M_t \leqslant M_{f\,tot} = 3M_{f1}$; $M_{f1} = \frac{\beta M_t}{3}$; $M_{f1} = \mu F_1 \frac{d}{2}$; $F_1 = \frac{2M_{f1}}{\mu d} = \frac{2\beta M_t}{3\mu d}$.	

147 Roata conică din figura 97 este asamblată pe arbore cu ajutorul unei perechi de inele tronconice, cu $d' = 28$ mm şi $D_1 = 32$ mm. Strîngerea se realizează cu ajutorul unei piuliţe M16. Se cere să se calculeze momentul de torsiune pe care poate să-l transmită asamblarea, la un coeficient de siguranţă $\beta = 1{,}5$; se adoptă $\sigma_{at} = 1600$ daN/cm², arborele fiind confecţionat din oţel aliat.

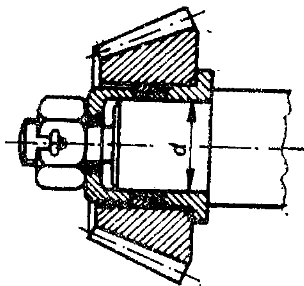


Fig. 97

Rezolvare :

Forţa totală de împingere, pe care o poate realiza şurubul M16, din condiţia de rezistenţă la tracţiune*) :

$$1{,}3Q_{tot} = \frac{\pi d_1^2}{4}\sigma_{at} = \frac{3{,}14 \cdot 1{,}39^2}{4} \cdot 1600 = 2427 \text{ daN};$$

$$Q_{tot} = \frac{2\,427}{1{,}3} = 1867 \text{ daN},$$

de unde

$$Q_1 = Q_{tot} - Q_0 = 1867 - 1000 = 867 \text{ daN}.$$

Forţa radială de apăsare (pentru $\alpha = 17°$ şi $\mu = 0{,}15$) :

$$F_1 = \frac{Q_1}{\text{tg}(\varphi + \alpha) + \text{tg}\,\varphi} = \frac{867}{0{,}48 + 0{,}15} = 1376 \text{ daN},$$

iar momentul de frecare minim

$$M_{f1} = \mu F_1 \frac{d}{2} = 0{,}15 \cdot 1376 \cdot \frac{2{,}8}{2} = 289 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Momentul de torsiune care poate fi transmis :

$$M_t = \frac{M_{f1}}{\beta} = \frac{289}{1{,}5} = 193 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Verificarea la strivire a suprafeţei de contact dintre inelul interior şi arbore (v. tabelul 19) :

$$\sigma_s = \frac{F_1}{\pi d l'} = \frac{1376}{3{,}14 \cdot 2{,}8 \cdot 0{,}53} = 295 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 850 \text{ daN/cm}^2,$$

$l' = 5{,}3$ mm, din tabelul AI-8.

---

*) Coeficientul 1,3 ţine seama de solicitarea suplimentară la torsiune, care apare la montaj.

148 Asamblarea a două roţi dinţate pe arbore (fig. 98) se realizează cu ajutorul a patru perechi de inele tronconice, cu d'=40 mm şi D_1 = 45 mm. Asamblarea trebuind să transmită un moment de torsiune cu şocuri M_t = 1500 daN · cm, la un coeficient de siguranţă β = 1,5, să se determine numărul de şuruburi M10, necesare pentru realizarea strîngerii. Şuruburile se execută din oţel aliat cu σ_{at} = = 2300 daN/cm².

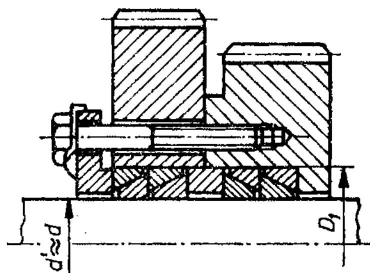


Fig. 98

Rezolvare :

Momentul de torsiune transmis de prima pereche de inele tronconice (v. tabelul 19) :

$$M_{f1} = \frac{\beta M_t}{1{,}875} = \frac{1{,}5 \cdot 1500}{1{,}875} = 1\,200 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Forţa radială, de apăsare, corespunzătoare primei perechi de inele (v. tabelul 19) :

$$F_1 = \frac{2M_{f1}}{\mu d} = \frac{2 \cdot 1\,200}{0{,}15 \cdot 4} = 4\,000 \text{ daN}.$$

Forţa axială de împingere, necesară pentru prima pereche de inele (pentru α = 17°) :

$$Q_1 = F_1[\text{tg}(\varphi + \alpha) + \text{tg}\,\varphi] = 4\,000(0{,}48 + 0{,}15) = 2\,520 \text{ daN}.$$

Forţa axială de împingere totală :

$$Q_{tot} = Q_0 + Q_1 = 1\,000 + 2\,520 = 3\,520 \text{ daN}, \quad Q_0 = 1\,000 \text{ daN (v. tabelul 19)}.$$

Numărul necesar de şuruburi de strîngere :

$$z = \frac{1{,}3Q_{tot}}{\frac{\pi d_1^2}{4}\sigma_{at}} = \frac{4 \cdot 1{,}3 \cdot 3\,520}{3{,}14 \cdot 0{,}84^2 \cdot 2\,300} \approx 4 \text{ şuruburi}.$$

Se verifică la strivire suprafaţa de contact dintre primul inel şi arbore (v. tabelul 19) :

$$\sigma_s = \frac{F_1}{\pi d l'} = \frac{4\,000}{3{,}14 \cdot 4 \cdot 0{,}68} = 468 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 850 \text{ daN/cm}^2,$$

unde l' = 0,68 cm (v. tabelul AI-8).

149 Pe un arbore cu diametrul d = 75 mm este fixată — prin inele tronconice — o roată de lanţ (fig. 99), care trebuie să transmită un moment de torsiune M_t = 8500 daN · cm, la un coeficient de siguranţă

$\beta = 1{,}5$. Se cere : alegerea dimensiunilor d', D_1, l' şi l ale inelelor ; momentul de torsiune ce poate fi transmis de prima pereche de inele ; forţa de împingere necesară Q_{tot} şi verificarea la strivire a suprafeţelor de contact.

Rezolvare :

Din tabelul AI-8, se aleg dimensiunile inelelor tronconice : $d' = 75$ mm, $D_1 = 82$ mm, $l = 10$ mm, $l' = 8{,}4$ mm.

Momentul de frecare corespunzător primei perechi de inele (v. tabelul 19) :

$$M_{f1} = \frac{\beta M_t}{3} = \frac{1{,}5 \cdot 8500}{3} = 4250 \text{ daN}\cdot\text{cm}.$$

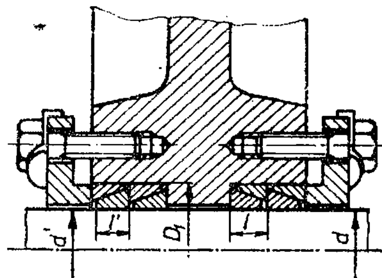


Fig. 99

Forţa de strîngere corespunzătoare primei perechi de inele (v. tabelul 19) :

$$F_1 = \frac{2M_{f1}}{\mu d} = \frac{2 \cdot 4\,250}{0{,}15 \cdot 7{,}5} = 7\,555 \text{ daN},$$

iar forţa de împingere

$$Q_1 = F_1[\text{tg}(\varphi + \alpha) + \text{tg}\,\varphi] = 7\,555\,(0{,}48 + 0{,}15) = 4\,760 \text{ daN},$$

pentru $\alpha = 17°$.

Forţa totală de împingere :

$$Q_{tot} = Q_1 + Q_0 = 4\,760 + 1\,000 = 5\,760 \text{ daN}.$$

Verificînd la strivire suprafaţa de contact dintre arbore şi inelul interior (v. tabelul 19), rezultă :

$$\sigma_s = \frac{F_1}{\pi d l'} = \frac{7\,555}{3{,}14 \cdot 7{,}5 \cdot 0{,}84} \approx 382 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 850 \text{ daN/cm}^2.$$

150 Asamblarea dintre o roată dinţată şi arborele respectiv trebuie să transmită un moment de torsiune M_t=1400 daN·cm, la un coeficient de siguranţă $\beta = 1{,}5$. Asamblarea se realizează cu o pereche de inele tronconice cu $d' = 40$ mm, strîngerea făcîndu-se cu patru şuruburi. Să se dimensioneze şuruburile de strîngere şi să se verifice asamblarea la strivire ($\sigma_{at} = 1600$ daN/cm², $\alpha = 17°$).

151 La asamblarea din figura 98, se cunoaşte d=40 mm ; cele patru şuruburi M10, care realizează strîngerea, sînt executate din oţel aliat cu $\sigma_{at} = 2300$ daN/cm². Să se calculeze momentul de torsiune care poate fi preluat de asamblare, la un coeficient de siguranţă $\beta = 1{,}5$ şi $\alpha = 17°$.

152 Să se verifice dacă asamblarea cu inele tronconice, din figura 99, poate transmite momentul de torsiune M_t=12500 daN·cm, la un coeficient de siguranţă $\beta = 1{,}5$ şi $\alpha = 17°$. Diametrul arborelui $d = 75$ mm, iar forţa axială de împingere $Q_{tot} = 9400$ daN.

11

ASAMBLĂRI PROFILATE

Asamblările profilate*) sînt asamblări fixe — mai rar mobile — folosite pentru fixarea butucilor pe arbori, în cazul unor momente de torsiune mici și medii. Cel mai mult se folosesc asamblările pe contur triunghiular, pătrat sau hexagonal.

NOTAȚII FOLOSITE

a — latura poligonului;
F — forța care acționează pe o față a poligonului;
l — lungimea de contact dintre butuc și arbore;
M_t, M_{tcap} — momentul de torsiune nominal, respectiv momentul de torsiune (capabil) pe care asamblarea îl poate prelua;
σ_s; σ_{as} — efortul unitar efectiv, respectiv rezistența admisibilă la strivire pentru materialul cel mai slab.

RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

De regulă, dimensiunile asamblării pe contur poligonal se adoptă constructiv, asamblarea verificîndu-se la strivirea suprafețelor aflate în contact. Ca urmare a jocurilor inevitabile dintre arbore și butuc, presiunea se distribuie triunghiular pe fețele poligonului și numai pe o parte a acestora; în calcul se consideră că presiunea se distribuie pe jumătate din latura poligonului. Relațiile de calcul a asamblărilor profilate sînt prezentate în tabelul 20.

153 Asamblarea dintre șurubul secundar și roata de clichet, de la un cric cu dublă acțiune (fig. 100), este realizată după un contur hexagonal. Se cunosc: momentul de torsiune care solicită asamblarea $M_t = 2500$ daN · cm, latura hexagonului $a = 60$ mm, lungimea butucului roții $l = 15$ mm, materialul roții și al șurubului secundar OL 50 ($\sigma_{as} = 850$ daN/cm^2). Să se verifice asamblarea la solicitarea de strivire.

*) Pe contur poligonal.

Relațiile de calcul pentru asamblările profilate [12, 27]

Schema de calcul	Relațiile de calcul
Asamblarea pe contur triunghiular	$F = \frac{a}{2} l \frac{\sigma_{as}}{2} = \frac{al}{4} \sigma_{as}$; $M_{t\,cap} = 3F \frac{2}{3} \frac{a}{2} = \frac{a^2 l}{4} \sigma_{as} \geqslant M_t$; $\sigma_s = \frac{4M_t}{a^2 l} \leqslant \sigma_{as}$.
Asamblarea pe contur pătrat	$F = \frac{a}{2} l \frac{\sigma_{as}}{2} = \frac{al}{4} \sigma_{as}$; $M_{t\,cap} = 4F \frac{2}{3} \frac{a}{2} = \frac{a^2 l}{3} \sigma_{as} \geqslant M_t$; $\sigma_s = \frac{3M_t}{a^2 l} \leqslant \sigma_{as}$.
Asamblarea pe contur hexagonal	$F = \frac{a}{2} l \frac{\sigma_{as}}{2} = \frac{al}{4} \sigma_{as}$; $M_{t\,cap} = 6F \frac{2}{3} \frac{a}{2} = \frac{a^2 l}{2} \sigma_{as} \geqslant M_t$; $\sigma_s = \frac{2M_t}{a^2 l} \leqslant \sigma_{as}$.
$\sigma_{as} = 850$ daN/cm² — pentru butuci și arbori din oțel.	

Rezolvare :

Din tabelul 20 rezultă :

$$\sigma_s = \frac{2M_t}{a^2 l} = \frac{2 \cdot 2\,500}{6^2 \cdot 1{,}5} \approx$$

$$\approx 93 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} =$$

$$= 850 \text{ daN/cm}^2.$$

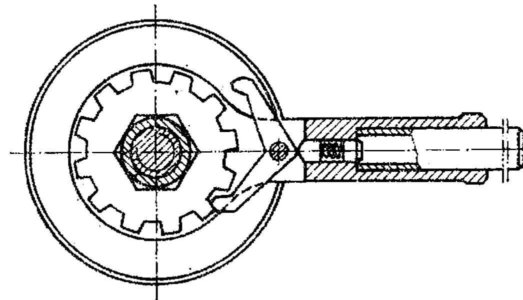


Fig. 100

154 Levierul de comandă al unui arc bară de torsiune este montat, pe capătul arcului, printr-o asamblare pe contur pătrat (fig. 101). Se cunosc : forța de la capătul levierului $F = 400$ daN, lungimea levierului $L = 200$ mm, latura pătratului $a = 35$ mm, $\sigma_{as} = 850$ daN/cm². Să se calculeze lungimea necesară de contact.

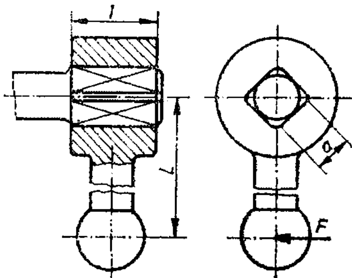


Fig. 101

Rezolvare :

Conform tabelului 20,

$$l = \frac{3M_t}{a^2 \sigma_{as}} = \frac{3 \cdot 400 \cdot 20}{3{,}5^2 \cdot 850} = 2{,}3 \text{ cm}.$$

155 Care dintre asamblările pe contur poligonal (triunghiulară, pătrată, hexagonală) poate transmite momentul de torsiune $M_t =$ $= 7000$ daN · cm, cunoscîndu-se : $l = 20$ mm, $\sigma_{as} = 850$ daN/cm², diametrul arborelui înainte de prelucrare $d = 50$ mm ?

Rezolvare :

Momentul capabil se determină cu relațiile (v. tabelul 20) :

— pentru conturul triunghiular

$$a = \frac{\sqrt{3}}{2} d = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot 5 = 4{,}3 \text{ cm},$$

$$M_{t\,cap} = \frac{a^2 l}{4} \sigma_{as} = \frac{4{,}3^2 \cdot 2}{4} \cdot 850 = 7858 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

— pentru conturul pătrat

$$a = \frac{\sqrt{2}}{2} d = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot 5 = 3{,}5 \text{ cm},$$

$$M_{t\,cap} = \frac{a^2 l}{3} \sigma_{as} = \frac{3{,}5^2 \cdot 2}{3} \cdot 850 = 6942 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

— pentru conturul hexagonal

$$a = \frac{d}{2} = \frac{5}{2} = 2{,}5 \text{ cm},$$

$$M_{t\,cap} = \frac{a^2 l}{2} \sigma_{as} = \frac{2{,}5^2 \cdot 2}{2} \cdot 850 = 5312 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Se constată că numai asamblările pe contur pătrat și triunghiular pot prelua momentul de torsiune exterior.

156 Să se calculeze momentul de torsiune care poate fi preluat de asamblarea pe contur hexagonal, dacă se cunosc : $a = 25$ mm, $l = 30$ mm, $\sigma_{as} = 850$ daN/cm^2.

157 Poate asamblarea pe contur pătrat să transmită un moment de torsiune $M_t = 1000$ daN · cm, dacă $a = 20$ mm, $l = 10$ mm și $\sigma_{as} = 850$ daN/cm^2?

12
ASAMBLĂRI ELASTICE — ARCURI

Arcurile sînt organe de mașini care realizează legătura elastică dintre elementele componente ale unei mașini, mecanism, aparat sau dispozitiv.

NOTAȚII PRINCIPALE

k, k'	— rigiditatea, respectiv rigiditatea torsională a arcului ;
E, G	— modulul de elasticitate longitudinal, respectiv transversal ;
E_c	— modulul de elasticitate, calculat, al cauciucului ;
F, M_t	— sarcina exterioară, respectiv momentul, care acționează asupra arcului ;
F_0	— forța inițială de pretensionare ;
F_1, M_{t1}	— sarcina minimă de montaj ;
F_n, M_{tn}	— sarcina maximă de funcționare ;
F_b, M_{tb}	— sarcina de blocare, la care arcul se comprimă spiră pe spiră ;
h^*	— cursa arcului ;
H_0, H	— lungimea arcului în stare liberă, respectiv lungimea ocupată de spirele arcului (în stare blocată) ;
H_1, H_n	— lungimea arcului corespunzătoare sarcinii F_1 și F_n ;
H_c	— lungimea ocupată de capetele de prindere ;
I, I_p	— momentul axial, respectiv polar de inerție ;
I_k, W_k	— momentul de inerție, respectiv modulul de rezistență al secțiunii lamelei k ;
I_0	— momentul de inerție global (la bulonul central) al arcurilor multilamelare ;
K, K_0	— coeficientul de formă pentru arcurile de compresiune, respectiv de răsucire ;
L, l_1, l_2	— lungimea de calcul, respectiv brațele arcului multilamelar ;
l_s, l_c	— lungimea semifabricatului, respectiv lungimea semifabricatului pentru executarea cîrligelor sau a capetelor de prindere ;
n, n_r, n_t	— numărul de spire : active, de reazem și total ;
n	— numărul total al lamelelor arcului multilamelar ;
S	— aria suprafeței de contact dintre cauciuc și armătura metalică ;

α_0	—	unghiul de înclinare al spirei arcului;
δ	—	săgeata (deformația elastică) a arcului;
δ_1, δ_b, δ_n	—	săgeata corespunzătoare sarcinii F_1, F_b și F_n;
Δ, Δ_0	—	jocul dintre spire, la sarcina maximă de funcționare, pentru arcurile de întindere — compresiune, respectiv pentru arcurile de răsucire;
φ_1, φ_n, φ_b	—	deformația unghiulară corespunzătoare sarcinii M_{t1}, M_{tn} și M_{tb};
χ	—	factor de corecție care ține seama de forma arcului multilamelar;
ψ, ψ_f	—	factorul de formă, respectiv coeficientul de formă al arcurilor din cauciuc.

RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

Caracterul problemelor care trebuie rezolvate la proiectarea arcurilor depinde de destinația acestora. De regulă — la proiectare — se pornește de la rigiditatea impusă, sarcina maximă și cursa arcului. Inițial, se alege materialul — corespunzător condițiilor de funcționare — impuse arcului respectiv; în funcție de proprietățile mecanice ale materialului ales și condițiile de funcționare se stabilește rezistența admisibilă τ_{at}.

Relațiile și metodica de calcul și proiectare a arcurilor elicoidale cilindrice de compresiune — executate din sîrmă cu secțiune circulară sau dreptunghiulară — sînt redate în tabelul 21.

Proiectarea arcurilor elicoidale cilindrice de întindere se poate efectua cu metodica și relațiile indicate în tabelul 21, lungimea semifabricatului determinîndu-se cu relația:

$$l_s = \frac{\pi D_m n}{\cos \alpha_0} + l_c,$$

în care: l_c este lungimea semifabricatului pentru executarea cîrligelor de prindere.

Arcurile elicoidale de răsucire sînt folosite pe scară largă la mașinile agricole, la demaroarele autovehiculelor, la unele cuplaje speciale etc. Din punct de vedere constructiv, arcurile de răsucire (flexionale) diferă de cele de întindere — compresiune doar prin forma capetelor de prindere.

Relațiile și metodica de calcul și proiectare a arcurilor elicoidale cilindrice de răsucire sînt indicate în tabelul 22, alegîndu-se preliminar materialul — în funcție de condițiile de funcționare impuse — și stabilindu-se rezistența admisibilă σ_a.

Relațiile pentru calculul arcurilor bare de torsiune sînt prezentate în tabelul 23. Arcurile — formate din plăci dispuse în pachet — se pot calcula orientativ cu relațiile din tabelul 23. În ceea ce privește alegerea rezistențelor admisibile τ_{at} — pentru proiectarea arcurilor bare de torsiune — se poate recomanda pentru oțelul de arc, călit (cu $\sigma_r = 120\ldots160$ daN/mm² și $\sigma_{02} = 100\ldots135$ daN/mm²) în cazul solicitărilor statice

$$\tau_{at} = 6000 \ldots 8000, \text{ daN/cm}^2.$$

Relațiile și metodica de calcul și proiectare a arcurilor elicoidale cilindrice de compresiune [1, 9, 12, 13, 27, 51, 53]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare	
	Secțiunea circulară	Secțiunea dreptunghiulară *)
Indicele arcului, i	$i = D_m/d$ $i \geqslant 4$; v. tabelul AI–9	$i = D_m/b$ $i \geqslant 4$
Diametrul spirei, d sau dimensiunea secțiunii transversale	$d = 1{,}6 \sqrt{K \frac{F_n}{\tau_{at}} i}$, K, din fig. AI–2	$bh = (F_n \psi D_m / \tau_{at})^{2/3}$ ψ, din fig. AI–3
Diametrul de înfășurare, D_m	$D_m = id$	$D_m = ib$
Sarcina maximă, F_n	În cazul în care nu este indicată prin tema problemei: $F_n = \frac{\pi}{8} \frac{d^3}{KD_m} \tau_{at}$	$F_n = \frac{(bh)^{3/2}}{\psi D_m} \tau_{at}$
Săgeata maximă, δ_n	În cazul în care nu este indicată prin tema problemei: $\delta_n = 8n \frac{F_n D_m^3}{Gd^4}$	$\delta_n = \varphi \frac{D_m^3}{b^2 h^2} n \frac{F_n}{G}$, φ — din fig. AI–3
Efortul unitar maxim, $\tau'_{t\,max}$	$\tau'_{t\,max} = \frac{8}{\pi} K \frac{D_m}{d^3} F_n \leqslant \tau_{at}$, τ_{at} — din tabelul AII–11	$\tau'_{t\,max} = \psi \frac{D_m}{(bh)^{3/2}} F_n \leqslant \tau_{at}$, τ_{at} — din tabelul AII–11
Numărul de spire active, n	$n = \frac{h^* Gd}{8i^3 (F_n - F_1)}$ sau $n = \delta_n \frac{Gd^4}{8F_n D_m^3}$	$n = \frac{Gb^2h^2}{\varphi D_m^3 (F_n - F_1)} h^*$ sau $n = \delta_n \frac{b^2h^2 G}{\varphi D_m^3 F_n}$
Numărul total de spire, n_t	$n_t = n + n_r$; $n \leqslant 7$, $n_r = 1{,}5$; $n > 7$, $n_r = 1{,}5 \ldots 3{,}5$	$n_t = n + n_r$
Rigiditatea arcului, k	$k = \frac{F}{\delta}$; $k = \frac{Gd^4}{8nD_m^3}$	$k = \frac{F}{\delta}$; $k = \frac{b^2h^2 G}{\varphi n D_m^3}$
Lungimea arcului blocat, H	$H \approx n_t d$	$H \approx n_t h$
Pasul arcului nesolicitat, t	$t = d + \frac{\delta_n}{n} + \Delta$ $\Delta \geqslant 0{,}1d$	$t = h + \frac{\delta_n}{n} + \Delta$ $\Delta \geqslant 0{,}1h$
Lungimea arcului nesolicitat, H_0	$H_0 = H + n(t - d)$	$H_0 = H + n(t - h)$
Săgeata la blocare δ_b	$\delta_b = H_0 - H$	$\delta_b = H_0 - H$
Diametrele arcului, D_i, D	$D = D_m + d$ $D_i = D_m - d$	$D = D_m + b$ $D_i = D_m - b$
Unghiul de înclinare, α_0	$\mathrm{tg}\,\alpha_0 = t/\pi D_m$	$\mathrm{tg}\,\alpha_0 = t/\pi D_m$
Lungimea semifabricatului, l_s	$l_s = \frac{\pi D_m n_t}{\cos \alpha_0}$	$l_s = \frac{\pi D_m n_t}{\cos \alpha_0}$

*) Latura mare b este perpendiculară pe axa longitudinală a arcului.

Relațiile și metodica de calcul și proiectare a arcurilor elicoidale cilindrice de răsucire [1, 9, 12, 13, 47, 51]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Indicele arcului, i	$i = D_m/d$; se recomandă $i > 4 \ldots 5$.
Coeficientul de formă, K_0	Din fig. AI–4
Diametrul spirei, d	$d = \sqrt[3]{K_0 \dfrac{M_{tn}}{0{,}1\sigma_a}}$; $\sigma_a = 1{,}25\ \tau_{at}$, τ_{at} (v. tabelul AII–11)
Diametrul de înfășurare, D_m	$D_m = id$
Efortul unitar maxim, σ_{max}	$\sigma_{max} = K_0 \dfrac{32 M_{tn}}{\pi d^3} \leq \sigma_a$
Deplasarea unghiulară a capetelor arcului, φ_n	Dacă nu este indicată prin tema problemei $\varphi_n = 114{,}5 \dfrac{\pi D_m n \sigma_a}{K_0 dE}$ [grd], sau $\varphi_n = 3667 \dfrac{D_m n M_{tn}}{K_0 E d^4}$ [grd].
Numărul de spire, n	$n = \dfrac{EI}{D_m M_{tn}} \cdot \dfrac{\varphi_n}{180}$ [grd].
Lungimea arcului, H_0	$H_0 = (d + \Delta_0)\ n + H_c$; $\Delta_0 = 0{,}5$ mm
Diametrele arcului, D, D_i	$D = D_m + d$; $D_i = D_m - d$.
Pasul arcului nesolicitat, t	$t = d + \Delta_0$
Unghiul de înclinare, α_0	$\operatorname{tg} \alpha_0 = t/\pi D_m$
Lungimea semifabricatului, l_s	$l_s = \dfrac{\pi D_m n}{\cos \alpha_0} + l_c$

Tabelul 23

Relațiile pentru calculul arcurilor bare de torsiune [1, 12, 13, 27, 47, 60]

Elementul de calcul	Secțiune rotundă	Plăci dispuse în pachet
M_t, daN · cm	$M_t = Fa$; $M_t = \frac{\pi d^3}{16} \tau_{at}$.	$M_t = Fa$; $M_t = z\eta_1 bh^2 \tau_{at}$, η_1 — din fig. AI—5
φ, rad.	$\varphi = \frac{32}{\pi} \frac{l}{d^4} \frac{M_t}{G}$; $\varphi = 2 \frac{l}{d} \frac{\tau_{at}}{G}$.	$\varphi \approx \frac{M_t l}{zG\eta_2 bh^3}$; $\varphi \approx \frac{\eta_1}{\eta_2} \frac{l}{h} \frac{\tau_{at}}{G}$, η_2 — din fig. AI—5
l, cm	$l = \frac{\varphi}{2} G \frac{d}{\tau_{at}}$ $\tau_{at} = 6000\ldots8000$ daN/cm²	$l \approx \frac{\eta_2}{\eta_1} G \frac{h}{\tau_{at}}$
δ, cm	$\delta = \frac{32}{\pi} \frac{a^2 l}{d^4} \frac{F}{G}$; $\delta = 2a \frac{l}{d} \frac{\tau_{at}}{G}$.	$\delta \approx \frac{Fa^2 l}{z G\eta_2 bh^3}$; $\delta \approx a \frac{\eta_1}{\eta_2} \frac{l}{h} \frac{\tau_{at}}{G}$.
k', daN · cm/rad (daN · cm/grd)	$k' = \frac{M_t}{\varphi}$; $k' = \frac{\pi}{32} \frac{Gd^4}{l}$	$k' \approx \frac{M_t}{\varphi}$; $k' \approx z \frac{G}{l} \eta_2 bh^3$

*) Relațiile sînt valabile pentru $b/h < 5$.

Arcurile monolamelare — formate dintr-o singură lamelă — sînt întrebuințate ca arcuri de apăsare în construcția aparatelor și instrumentelor de măsură, a diferitelor mecanisme și dispozitive (mecanisme cu clichet, mecanisme de zăvorîre etc.). Relațiile principale pentru calculul arcurilor monolamelare sînt redate în tabelul 24.

Tabelul 24

Relațiile principale pentru calculul arcurilor monolamelare [1, 12, 13, 27, 51]

Forma lamelei	Efortul unitar, $\sigma_{i\,max}$, daN/cm²	Săgeata maximă, δ, cm	Rigiditatea k, daN/cm
Dreptunghiulară	$\sigma_{i\,max} = 6\frac{Fl}{bh^2}$, pentru $x = 0$	$\delta = \frac{2}{3}\frac{\sigma_{i\,max}}{E}\frac{l^2}{h}$ sau $\delta = \frac{4Fl^3}{Ebh^3}$	$k = \frac{3}{2}\frac{EFh}{l^2\sigma_{i\,max}}$ sau $k = \frac{F}{\delta}$; $k = \frac{Ebh^3}{4l^3}$
Triunghiulară	$\sigma_{i\,max} = 6\frac{Fl}{bh^2}$ constant pe lungime	$\delta = \frac{l^2}{h}\frac{\sigma_{i\,max}}{E}$ $\delta = \frac{6Fl^3}{Ebh^3}$	$k = \frac{EFh}{l^2\sigma_{i\,max}}$ sau $k = \frac{Ebh^3}{6l^3}$
Trapezoidală	$\sigma_{i\,max} = 6\frac{Fl}{b_2h^2}$	$\delta = \frac{2}{3}\chi_0\frac{\sigma_{i\,max}}{E}\frac{l^2}{h}$, $\chi_0 \approx \frac{3}{2 + b_1/b_2}$. $\delta = \frac{4\chi_0 Fl^3}{Ebh^3}$	$k = \frac{3}{2}\frac{EFh}{l^2\chi_0\sigma_{i\,max}}$ sau $k = \frac{Ebh^3}{4\chi_0 l^3}$

Pentru cazul general se recomandă $\sigma_{ai} = 4500 \ldots 6000$ daN/cm².

Calculul aproximativ al unora din arcurile multilamelare*) — folosite în construcția de autovehicule — se poate efectua cu relațiile indicate în tabelul 25.

Lungimea necesară a arcului multilamelar se poate determina din relațiile efortului unitar maxim (v. tabelul 25), dacă se cunosc rezistențele admisibile, săgeata maximă, grosimea lamelelor și factorul χ. În cazul în care se adoptă constructiv lungimea arcului și ceilalți parametri necesari, se poate determina grosimea admisibilă a lamelelor arcului multilamelar obținut, cu relațiile menționate.

*) Denumite și *arcuri cu foi.*

Tabelul 25

Relațiile principale pentru calculul aproximativ al arcurilor multilamelare, folosite la suspensia autovehiculelor [1, 12, 47, 51, 60]

Tipul arcului		Săgeata statică, cm	Rigiditatea, daN/cm	Efortul unitar maxim, daN/cm²
Semieliptic simetric	1	$\delta = \chi \frac{FL'^3}{48EI_0}$;	$k = \frac{48}{\chi} \frac{EI_0}{L'^3}$;	$\sigma_k = \frac{12}{\chi} \frac{EI_k\delta}{L'^2W_k}$; $\sigma_k = \frac{l}{4} \frac{FL'I_k}{W_kI_0}$.
	2	$\delta = \chi \frac{FL'^3}{4Enbh^3}$;	$k = \frac{4}{\chi} \frac{nbh^3E}{L'_3}$;	$\sigma = \frac{6}{\chi} \frac{h\delta E}{L'^2}$; $\sigma = \frac{3}{2} \frac{FL'}{nbh^2}$.
Semieliptic asimetric	1	$\delta = \chi \frac{Fl_1'^2l_2'^2}{3EL'I_0}$;	$k = \frac{3}{\chi} \frac{L'I_0E}{l_1'^2l_2'^2}$;	$\sigma_k = \frac{3}{\chi} \frac{EI_k\delta}{l_1'l_2'W_k}$; $\sigma_k = \frac{Fl_1'l_2'I_k}{L'I_0W_k}$.
	2	$\delta = \chi \frac{4Fl_1'^2l_2'^2}{nbh^3EL'}$;	$k = \frac{nbh^3EL'}{4\chi l_1'^2l_2'^2}$;	$\sigma = \frac{3}{2\chi} \frac{h\delta E}{l_1'l_2'}$; $\sigma = 6 \frac{Fl_1'l_2'}{L'nbh^2}$.

Observație : S-au folosit notațiile : 1 — arcuri multilamelare executate din lamele diferite (ca dimensiuni și ca formă a secțiunii) ; 2 — arcuri multilamelare executate din lamele de aceeași grosime cu secțiune dreptunghiulară.

Legendă : χ din fig. AI–6 ; $L' = L - l_0'$; $l_{1,2}' = l_{1,2} - l_0'/2$; $l_0' \approx 2/3 l_0$.

Arcurile multilamelare moderne au — de obicei — aceeaşi grosime pentru toate lamelele componente, grosimea acestora fiind determinată — în principal — de grosimea lamelei principale. În calculul aproximativ al arcurilor multilamelare la solicitări statice — se poate recomanda rezistenţa admisibilă $\sigma_a \leqslant 0{,}68\ \sigma_r$ [12, 27, 52].

La arcurile folosite la suspensia autovehiculelor se recomandă [27]:

— pentru suspensia faţă $\sigma_a \leqslant 40\ldots50$ daN/mm^2;

— pentru suspensia spate $\sigma_a \leqslant 55\ldots65$ daN/mm^2.

Din relaţia săgeţii*) (v. tabelul 25) se determină — ţinînd seama că $I_0 = nbh^3/12$ — lăţimea lamelelor b şi numărul lamelelor de diferite grosimi; lăţimea se alege din profilele standardizate. Este recomandabil ca raportul dintre lăţimea şi grosimea medie a lamelelor să se situeze în limitele $6 < b/h < 10$. La alegerea numărului total al lamelelor trebuie să se ţină seama de faptul că micşorarea numărului acestora contribuie la micşorarea însemnată a greutăţii arcului.

În tabelul 26 sînt prezentate relaţiile pentru calculul de dimensionare al principalelor tipuri de arcuri simple din cauciuc; relaţiile respective sînt valabile numai în domeniul liniar al caracteristicii elastice, adică numai în cazul deformaţiilor mici.

Pentru proiectarea arcurilor din cauciuc pot fi folosite valorile orientative ale rezistenţelor admisibile, indicate în tabelul AII-12 [7].

Tabelul 26

Relaţiile pentru calculul de dimensionare a principalelor tipuri de arcuri de cauciuc [7, 12, 20]

Tipul arcului şi schema de solicitare	Relaţiile de calcul
Arc cilindric solicitat la compresiune	$\sigma = \frac{4F}{\pi d^2} = \frac{\delta}{h} E_c \leqslant \sigma_a$; $\delta = \frac{4}{\pi} \frac{Fh}{d^2 E_c}$; $E_c = \psi G$; $k = \frac{F}{\delta} = \frac{\pi d^2 E_c}{4h}$. Domeniul de valabilitate: $\delta = 0{,}2h$ ψ — din fig. AI–7; G — din fig. AI–8
Arc solicitat la forfecare	$\tau = \frac{F}{S} \leqslant \tau_a$; $\gamma = \frac{G}{\tau}$; $\delta = l\,\mathrm{tg}\left(\frac{\tau}{G}\right)$; $k = \frac{F}{l\,\mathrm{tg}\left(\frac{\tau}{G}\right)} = \frac{AG}{l}$. Domeniul de valabilitate: $\delta = 0{,}35\ l$.

*) În primă aproximaţie se poate considera $L' = L$ şi $l'_{1,2} = l_{1,2}$.

Tipul arcului şi schema de solicitare	Relaţiile de calcul
Arc-bucşă solicitat la forfecare	$\tau_{max} = \frac{F}{\pi d h} \leqslant \tau_a$; $\delta = \frac{F}{2\pi h G} \ln \frac{D}{d}$ $k = \frac{2\pi h G}{\ln \frac{D}{d}}$. Domeniul de valabilitate: $\delta = 0{,}35\,(R - r)$
Arc-bucşă solicitat la torsiune	$\tau_{max} = \frac{M_t}{2\pi r^2 h} \leqslant \tau_a$; $\varphi = \frac{M_t}{4\pi h G}\left(\frac{1}{r^2} - \frac{1}{R^2}\right)$; $k' = \frac{4\pi h G}{\frac{1}{r_2} - \frac{1}{R^2}}$. Domeniul de valabilitate: $\varphi = 40°$.
	$\tau_{max} = \varphi \frac{R}{l} G \leqslant \tau_a$ $\varphi = \frac{2}{\pi} \frac{M_t l}{G(R^4 - r^4)}$; $k' = \frac{\pi}{2} \frac{G(R^4 - r^4)}{l}$. Domeniul de valabilitate: $\varphi = 20°$
σ_a şi τ_a din tabelul AII—12.	

158 Supapa unei pompe cu piston (fig. 102, *a*) este acţionată de un arc elicoidal cilindric de compresiune, executat din oţel 60 Si 15A. Lungimea — în stare liberă — a arcului este H_0=50 mm; cînd supapa este închisă, arcul are o lungime de 40 mm. Forţa care acţionează asupra arcului — în cazul supapei deschise — este F_n = 6,5 daN. Se cunosc de asemenea: D_m = 68 mm; d = 4 mm; n = 3 şi n_t = 4,5. Să se calculeze: rigiditatea arcului; săgeata şi lungimea arcului corespunzător forţei F_n; forţa de blocare, săgeata şi lungimea arcului în stare blocată; forţa de precomprimare F_1 şi săgeata corespunzătoare a arcului; efortul unitar maxim, valoarea acestuia comparîndu-se cu rezistenţa admisibilă. Să se reprezinte caracteristica arcului.

Rezolvare :

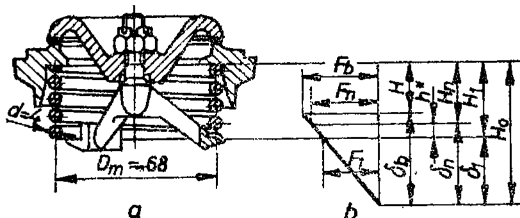


Fig. 102

Conform tabelului 21, se obţine

$$k = \frac{Gd^4}{8nD_m^3} = \frac{8,5 \cdot 10^5 \cdot 0,4^4}{8 \cdot 3 \cdot 6,8^3} =$$

$$= 2,88 \text{ daN/cm},$$

unde : $G = 8 \cdot 10^5$ daN/cm², pentru oţel.

Săgeata maximă a arcului

$$\delta_n = 8n \frac{F_n D_m^3}{Gd^4} = 8 \cdot 3 \frac{6,5 \cdot 6,8^3}{8,5 \cdot 10^5 \cdot 0,4^4} = 2,25 \text{ cm},$$

iar lungimea corespunzătoare forţei F_n:

$$H_n = H_0 - \delta_n = 5 - 2,25 = 2,75 \text{ cm}.$$

Forţa de blocare se determină cu relaţia

$$F_b = \frac{\delta_b}{\delta_n} F_n = \frac{3,2}{2,25} \cdot 6,5 = 9,244 \text{ daN},$$

în care : $\delta_b = H_0 - H_b = 5 - 1,8 = 3,2$ cm,
pentru $H = n_t d = 4,5 \cdot 0,40 = 1,8$ cm.

Săgeata corespunzătoare forţei F_1 este

$$\delta_1 = H_0 - H_1 = 5 - 4 = 1 \text{ cm},$$

forţa de precomprimare F_1 determinîndu-se cu relaţia

$$F_1 = k\delta_1 = 2,88 \cdot 1 = 2,88 \text{ daN}.$$

Se calculează efortul unitar maxim

$$\tau'_{t\,max} = \frac{8}{\pi} K \frac{D_m}{d^3} F_n = \frac{8}{3,14} \cdot 1,1 \frac{6,8}{0,4^3} \cdot 6,5 = 1935 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{at},$$

unde : $K = 1,1$ (v. fig. AI-2) ; $\tau_{at} = 6800$ daN/cm³ (v. tabelul AII-11).

Cu datele obţinute se trasează caracteristica arcului, reprezentată în figura 102, *b*.

159 Într-un cuplaj elastic cu arcuri elicoidale (*Cardeflex*) sînt montate — fără precomprimare — şase arcuri elicoidale cilindrice de compresiune (fig. 103). Lungimea acestora în stare liberă este $H_0 = 125$ mm, arcurile fiind confecţionate din sîrmă de oţel 60Si15A. Forţa maximă care acţio-

nează asupra unui singur arc este $F_n = 250$ daN. Ştiind că $d = 10$ mm, $D_m = 60$ mm şi $\delta_n = 30$ mm să se determine : numărul spirelor, sarcina de blocare, rigiditatea arcului, lungimea acestuia corespunzătoare sarcinii maxime, precum şi lungimea semifabricatului.

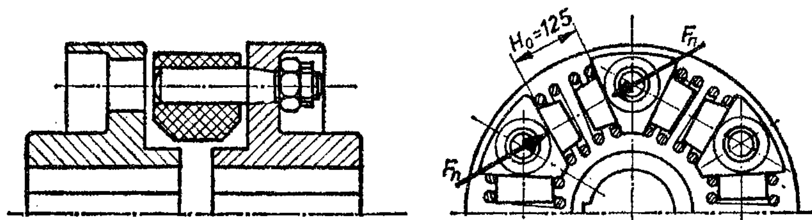


Fig. 103

Rezolvare :

Numărul spirelor active (conform tabelului 21) :

$$n = \delta_n \frac{Gd^4}{8F_n D_m^3} = 3 \frac{8{,}5 \cdot 10^5 \cdot 1^4}{8 \cdot 250 \cdot 6^3} = 6 \text{ spire},$$

iar numărul total de spire este

$$n_t = n + n_r = 6 + 1{,}5 = 7{,}5 \text{ spire}.$$

Sarcina la care arcul se blochează (spiră pe spiră)

$$F_b = F_n \frac{\delta_b}{\delta_n} = 250 \frac{5}{3} = 416{,}66 \text{ daN},$$

unde : $\delta_b = H_0 - H = 125 - 75 = 50$ mm, pentru $H = n_t\, d = 7{,}5 \cdot 10 = 75$ mm.

Conform tabelului 21 se determină rigiditatea arcului

$$k = \frac{F_n}{\delta_n} = \frac{F_b}{\delta_b} = \frac{250}{3} = 83{,}3 \text{ daN/cm}.$$

Se calculează lungimea arcului corespunzătoare sarcinii maxime :

$$H_n = H_0 - \delta_n = 125 - 30 = 95 \text{ mm}.$$

Lungimea semifabricatului se determină cu relaţia

$$l_s = \frac{\pi D_m n_t}{\cos \alpha_0} = \frac{3{,}14 \cdot 6 \cdot 7{,}5}{0{,}988} = 143 \text{ cm},$$

în care :

$$t = d + \frac{\delta_n}{n} + \Delta = 1 + \frac{3}{6} + 0{,}01 = 1{,}51 \text{ cm} ; \ \operatorname{tg} \alpha_0 = t/\pi D_m = \frac{1{,}51}{3{,}14 \cdot 6} = 0{,}0801 ; \ \alpha_0 = 4°37' ; \ \cos \alpha_0 = 0{,}988.$$

160 Suspensia unei locomotive diesel este formată din arcuri elicoidale cilindrice de compresiune. Se cunosc : $d = 23$ mm ; $D_m = 118$ mm ; $n = 6$; materialul arcului 60Si 15A ; sarcina maximă statică care acționează asupra arcului este $F_n = 1800$ daN. Să se calculeze : efortul unitar maxim ; săgeata arcului sub acțiunea sarcinii maxime ; lungimea arcului în stare liberă și blocată ; sarcina la care arcul se blochează.

Rezolvare :

Se determină efortul unitar maxim

$$\tau'_{t\,max} = \frac{8}{\pi} K \frac{D_m}{d^3} F_n = \frac{8}{3,14} \cdot 1,3 \frac{11,8}{2,3^3} \cdot 1800 = 5781 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{at},$$

unde : $K = 1,3$ din fig. AI-2 ; $\tau_{at} = 6800$ daN/cm², din tabelul AII-11.

Săgeata corespunzătoare sarcinii maxime

$$\delta_n = 8n \frac{FD_m^3}{Gd^4} = 8 \cdot 6 \cdot \frac{1800 \cdot 11,8^3}{8,5 \cdot 10^5 \cdot 2,3^4} = 5,96 \text{ cm}.$$

Lungimea arcului blocat se determină cu relația

$$H = n_t d = 7,5 \cdot 2,3 = 17,25 \text{ cm},$$

în care : $n_t = n + n_r = 6 + 1,5 = 7,5$ spire.

Lungimea arcului în stare liberă :

$$H_0 = H + n(t - d) = 172,5 + 6(35,2 - 23) = 245,7 \text{ mm},$$

unde : $t = d + \frac{\delta_n}{n} + \Delta = 23 + \frac{59,6}{6} + 2,3 = 35,2$ mm ; $\Delta = 0,1d = 0,1 \cdot 23 = 2,3$ mm.

În final, se calculează sarcina de blocare

$$F_b = F_n \frac{\delta_b}{\delta_n} = 1800 \frac{7,32}{5,96} = 2208 \text{ daN},$$

unde : $\delta_b = H_0 - H = 245,7 - 172,5 =$

$= 73,2$ mm.

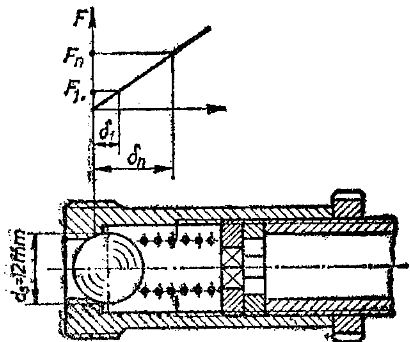


Fig. 104

161 Să se dimensioneze arcul supapei cu bilă (fig. 104), cunoscînd că supapa trebuie să deschidă în intervalul presiunii $q = 3 \ldots 5$ daN/cm². Arcul trebuie astfel dimensionat încît la o rotație a piuliței de reglaj să corespundă o variație a presiunii de 1 daN/cm². Pasul filetului $p = 1,25$ mm, materialul arcului R2 cu $\sigma_r = 19\,000$ daN/cm², STAS 893-72.

Rezolvare :

Se determină forțele care acționează asupra arcului, corespunzătoare presiunilor $q_{min} = 3$ daN/cm² și $q_{max} = 5$ daN/cm²;

$$F_1 = q_{min} \frac{\pi d_s^2}{4} = 3 \cdot \frac{3,14 \cdot 1,2^2}{4} = 3,39 \text{ daN};$$

$$F_n = q_{max} \frac{\pi d_s^2}{4} = 5 \cdot \frac{3,14 \cdot 1,2^2}{4} = 5,65 \text{ daN}.$$

Forța corespunzătoare presiunii q = 4 daN/cm² este

$$F' = q \frac{\pi d_s^2}{4} = 4 \frac{3,14 \cdot 1,2^2}{4} = 4,52 \text{ daN}.$$

Diametrul spirei (v. tabelul 21)

$$d = 1,6 \sqrt{K \frac{F_n}{\tau_{at}} i} = 1,6 \sqrt{1,24 \frac{5,65}{4700} \cdot 6} = 1,5 \text{ mm},$$

unde : $\tau_{at} = 0,25\ \sigma_r = 0,25 \cdot 19\,000 \approx 4700$ daN/cm²; $i = \frac{D_m}{d} = 6$ (v. tabelul AI-9); $K = 1,24$ (v. fig. AI-2), iar diametrul mediu de înfășurare $D_m = id = 6 \cdot 1,5 = 9$ mm.

Se determină rigiditatea arcului, ținînd seama de condiția impusă prin enunț :

$$k = \frac{\Delta F}{\Delta \delta} = \frac{F' - F_1}{p} = \frac{4,52 - 3,39}{0,125} = 9,08 \text{ daN/cm}.$$

Săgeata corespunzătoare sarcinii maxime,

$$\delta_n = \frac{F_n}{k} = \frac{5,65}{9,08} = 0,62 \text{ cm} = 6,2 \text{ mm}.$$

Se calculează numărul de spire active (v. tabelul 21) :

$$n = \frac{\delta_n G d^4}{8 F_n D_m^3} = \frac{0,62 \cdot 8,5 \cdot 10^5 \cdot 0,15^4}{8 \cdot 5,65 \cdot 0,9^3} = 8 \text{ spire},$$

numărul total de spire fiind

$$n_t = n + n_r = 8 + 1,5 = 9,5 \text{ spire}.$$

Lungimea arcului în stare blocată,

$$H = n_t d = 9,5 \cdot 1,5 = 14,25 \text{ mm}.$$

Lungimea arcului în stare liberă:

$$H_0 = H + n(t - d) = 14{,}3 + 8(2{,}43 - 1{,}5) = 21{,}69 \text{ mm},$$

unde:

$$t = d + \frac{\delta_n}{n} + \Delta = 1{,}5 + \frac{6{,}2}{8} + 0{,}15 = 2{,}43 \text{ mm}; \ \Delta = 0{,}1d = 0{,}1 \cdot 1{,}5 = 0{,}15 \text{mm}.$$

Sarcina de blocare se calculează cu relația:

$$F_b = F_n \frac{\delta_b}{\delta_n} = 5{,}65 \frac{0{,}744}{0{,}62} = 6{,}78 \text{ daN},$$

în care $\delta_b = H_0 - H = 21{,}69 - 14{,}25 = 7{,}44$ mm.

Unghiul de înclinare al spirei

$$\text{tg}\,\alpha_0 = \frac{t}{\pi D_m} = \frac{2{,}43}{3{,}14 \cdot 9} = 0{,}0859; \ \alpha_0 = 4°55'.$$

Lungimea semifabricatului

$$l_s = \frac{\pi D_m n_t}{\cos \alpha_0} = \frac{3{,}14 \cdot 9 \cdot 9{,}5}{0{,}0859} = 274 \text{ mm}.$$

162 O supapă este închisă prin intermediul a două arcuri concentrice, elicoidale (fig. 105): exterior cu $D_{m1} = 60$ mm, $d_1 = 5$ mm, $n_1 = 8$ spire și lungimea în stare liberă $H_{01} = 100$ mm; interior cu $D_{m2} = 40$ mm, $d_2 = 4$ mm, $n_2 = 6$ spire și lungimea în stare liberă $H_{02} = 90$ mm. La montaj — în faza de închidere a supapei — ambele arcuri sînt precomprimate pînă la lungimea $H_{11} = H_{12} = 80$ mm. Supapa funcționînd — faza de deschidere — arcurile sînt comprimate suplimentar pînă la lungimea $H' = 70$ mm. Să se stabilească: forța cu care sînt precomprimate arcurile, cînd supapa este închisă; forța care acționează asupra arcurilor cînd supapa este deschisă; efortul unitar maxim din cele două arcuri.

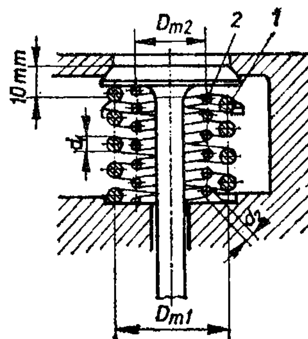


Fig. 105

Rezolvare:

Se calculează forța care acționează asupra arcurilor cînd supapa este închisă*). Arcurile sînt precomprimate simultan — de la lungimea $H_{01} = 100$ mm și respectiv $H_{02} = 90$ mm — pînă la lungimea $H_{11} = H_{12} = 80$ mm, obținîndu-se săgețile:

$$\delta_{11} = 20 \text{ mm}; \ \delta_{12} = 10 \text{ mm}.$$

*) Forța de precomprimare.

Astfel, forțele de precomprimare vor fi (v. tabelul 21):

$$F_{11} = \frac{\delta_{11} G d_1^4}{8 n_1 D_{m1}^3} = \frac{2 \cdot 0,85 \cdot 10^6 \cdot 0,5^4}{8 \cdot 8 \cdot 6^3} = 7,685 \text{ daN};$$

$$F_{12} = \frac{\delta_{12} G d_2^4}{8 n_2 D_{m2}^3} = \frac{1 \cdot 0,85 \cdot 10^6 \cdot 0,4^4}{8 \cdot 6 \cdot 4^3} = 7,08 \text{ daN}.$$

Forța totală care solicită arcurile, cînd supapa este închisă, este:

$$F_1 = F_{11} + F_{12} = 7,685 + 7,08 = 14,765 \text{ daN}.$$

Se determină rigiditatea arcurilor:

$$k_1 = \frac{F_{11}}{\delta_{11}} = \frac{7,685}{2} = 3,84 \text{ daN/cm};$$

$$k_2 = \frac{F_{12}}{\delta_{12}} = \frac{7,08}{1} = 7,08 \text{ daN/cm}.$$

Forțele care acționează asupra arcurilor — cînd supapa este deschisă — considerînd săgețile maxime ale arcurilor $\delta_{n1} = 30$ mm și $\delta_{n2} = 20$ mm, sînt:

$$F_{n1} = k_1 \delta_{n1} = 3,84 \cdot 3 = 11,52 \text{ daN};$$

$$F_{n2} = k_2 \delta_{n2} = 7,08 \cdot 2 = 14,16 \text{ daN}.$$

Efortul unitar maxim din cele două arcuri, se calculează cu relațiile (v. tabelul 21):

$$\tau_{tn1} = \frac{8}{\pi} K_1 \frac{D_{m1}}{d_1^3} F_{n1} = \frac{8}{3,14} \cdot 1,12 \cdot \frac{6}{0,5^3} \cdot 11,52 = 1577 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\tau_{tn2} = \frac{8}{\pi} K_2 \frac{D_{m2}}{d_2^3} F_{n2} = \frac{8}{3,14} \cdot 1,15 \cdot \frac{4}{0,4^3} \cdot 14,16 = 2592 \text{ daN/cm}^2,$$

în care: $K_1 = 1,12$ și $K_2 = 1,15$ (v. fig. AI-2).

163 În amortizorul hidraulic (fig. 106) — al unui vehicul pe șine—este montat un arc elicoidal de compresiune—cu secțiune dreptunghiulară — asupra căruia acționează o forță $F_n = 600$ daN. Arcul este executat din 60 Si 15A avînd dimensiunile $b = 15$ mm și $h = 10$ mm. Săgeata maximă este limitată la $\delta_n = 40$ mm. Să se calculeze: diametrul de înfășurare D_m, efortul unitar $\tau'_{t\,max}$, numărul spirelor (n_t și n) și rigiditatea arcului k.

Rezolvare :

Se determină diametrul de înfășurare

$$D_m = ib = 4 \cdot 15 = 60 \text{ mm},$$

alegînd în prealabil $i = 4$.

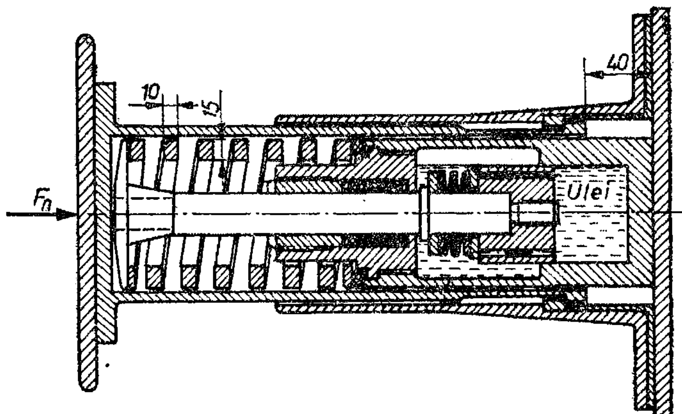


Fig. 106

Efortul unitar maxim (v. tabelul 21)

$$\tau'_{t\,max} = \psi \frac{D_m}{(bh)^{3/2}} F_n = 3{,}13 \frac{6}{(1{,}5 \cdot 1)^{3/2}} \cdot 600 = 6157 \text{ daN/cm}^2,$$

unde : $\psi = 3{,}13$, din fig. AI-3.

Se calculează numărul de spire active

$$n = \delta_n \frac{b^2h^2G}{\varphi D_m^3 F_n} = 4 \frac{1{,}5^2 \cdot 1^2 \cdot 8{,}5 \cdot 10^5}{5{,}7 \cdot 6^3 \cdot 600} \approx 10{,}5 \text{ spire},$$

unde : $\varphi = 5{,}7$, din fig. AI-3, determinîndu-se apoi numărul total de spire

$$n_t = n + n_r = 10{,}5 + 1{,}5 = 12 \text{ spire}.$$

Rigiditatea arcului

$$k = \frac{Gb^2h^2}{\varphi D_m^3 n} = \frac{8{,}5 \cdot 10^5 \cdot 1{,}5^2 \cdot 1^2}{5{,}7 \cdot 6^3 \cdot 10{,}5} = 147{,}93 \text{ daN/cm}.$$

164 Arcul elicoidal cilindric de tracțiune din figura 107 — montat nepretensionat — este folosit pentru readucerea, în poziția inițială, a axului unui mecanism de divizare ; cursa impusă arcului este de 14 mm.

În timpul acestei curse forţa de tracţiune a arcului trebuie să crească de la $F_1 = 3$ daN la $F_n = 3{,}9$ daN. Să se stabilească dimensiunile arcului dacă acesta este executat din 51V Cr 11A, cu diametrul sîrmei $d = 1{,}2$ mm.

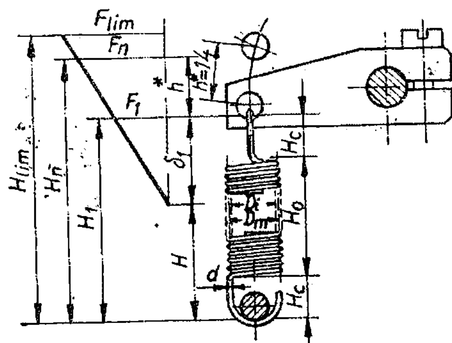


Fig. 107

Rezolvare :

Se alege din tabelul AI-9, indicele arcului $i = 6$, determinîndu-se diametrul de înfăşurare :

$$D_m = id = 6 \cdot 1{,}2 = 7{,}2 \text{ mm},$$

se adoptă $D_{mr} = 8$ mm. Se determină efortul unitar maxim comparîndu-se cu rezistenţa admisibilă

$$\tau'_{i\,max} = \frac{8}{\pi} K \frac{D_m}{d^3} F_n =$$

$$= \frac{8}{3{,}14} \cdot 1{,}22 \frac{0{,}8}{0{,}12^3} \cdot 3{,}9 = 5612 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{at},$$

unde : $K = 1{,}22$, din figura AI-2 ; $\tau_{at} = 6500$ daN/cm², din tabelul AII-11.

Numărul de spire active

$$n = \frac{h^*Gd}{8i^3(F_n - F_1)} = \frac{1{,}4 \cdot 8{,}5 \cdot 10^5 \cdot 0{,}12}{8 \cdot 6{,}666(3{,}9 - 3)} = 67 \text{ spire},$$

pentru

$$i_{real} = \frac{D_{mr}}{d} = \frac{8}{1{,}2} = 6{,}66.$$

Se calculează rigiditatea arcului

$$k = \frac{F_n - F_1}{h^*} = \frac{3{,}9 - 3}{1{,}4} = 0{,}64 \text{ daN/cm}.$$

Lungimea arcului nesolicitat

$$H = nd + 2H_c = 67 \cdot 1{,}2 + 2 \cdot 6{,}8 = 94 \text{ mm},$$

unde : $H_c = D_i = D_m - d = 8 - 1{,}2 = 6{,}8$ mm, lungimea arcului, corespunzătoare sarcinii F_1, fiind

$$H_1 = H + \delta_1 = 94 + 46{,}87 = 140{,}87 \text{ mm},$$

unde :

$$\delta_1 = \frac{F_1}{k} = \frac{3}{0{,}064} = 46{,}87 \text{ mm}.$$

Se determină lungimea arcului corespunzătoare sarcinii F_n :

$$H_n = H_1 + h^* = 140{,}87 + 14 = 154{,}87 \text{ mm}.$$

165 Arcul elicoidal cilindric de răsucire din figura 108 este întrebuinţat pentru menţinerea — în poziţie cuplat — a unui clichet, cu o forţă $F = 1,5$ daN. Arcul are un diametru de înfăşurare de $D_m = 20$ mm, cu un număr de $n = 5$ spire active; este executat din oţel 51V Cr 11A, avînd diametrul sîrmei $d = 2$ mm. Se cunoaşte şi lungimea clichetului $L = 30$ mm. Să se calculeze: unghiul de răsucire maxim φ_n; momentul de torsiune care acţionează asupra arcului în cazul torsionării suplimentare a acestuia cu 6°; rigiditatea şi efortul unitar maxim; lungimea sîrmei din care se execută arcul.

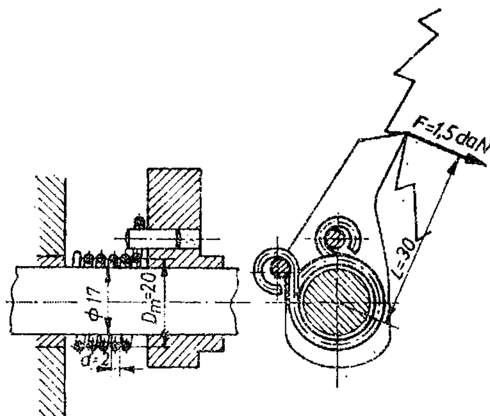


Fig. 108

Rezolvare :

Conform tabelului 22 se calculează

$$\varphi_n = 3667\frac{D_m n M_{tn}}{K_0 E d^4} = 3667\frac{2\cdot5\cdot4,5}{1,08\cdot2,1\cdot10^6\cdot0,2^4} = 45°25',$$

unde: $M_{tn} = FL = 1,5\cdot3,0 = 4,5$ daN · cm; $K_0 = 1,08$, din figura AI-4;

$$M_{tn} = \frac{\varphi_n' K_0 E d^4}{3667\, D_m n} = \frac{51,47^0\cdot1,08\cdot2,1\cdot10^6\cdot0,2^4}{3667\cdot2\cdot5} = 5,08 \text{ daN}\cdot\text{cm},$$

în care: $\varphi_n' = \varphi_n + 6° = 45°25' + 6° = 51°25'$.

Rigiditatea arcului

$$k = \frac{M_{tn}}{\varphi_n} = \frac{4,5}{0,792} = 5,68 \text{ daN}\cdot\text{cm/rad},$$

iar efortul unitar maxim din spirele arcului

$$\sigma_{max} = K_0\frac{32M_{tn}}{\pi d^3} = 1,08\frac{32\cdot4,5}{3,14\cdot0,2^3} = 6191 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_a,$$

unde: $\sigma_a = 1,25\tau_{at} = 1,25\cdot6000 = 7500$ daN/cm² (v. tabelele 22 şi AII-11).

Lungimea semifabricatului (v. tabelul 22)

$$l_s = \frac{\pi D_m n}{\cos\alpha_0} + l_c = \frac{3,14\cdot2\cdot5}{0,99027} + 44 = 75,7 \text{ cm},$$

în care: $l_c \approx 2\cdot22 = 44$ mm, dornul avînd un diametru de 4 mm; $\alpha_0 = 8°$.

166 Un arc bară de torsiune, de secțiune rotundă — montat într-o cheie dinamometrică, pentru măsurarea forțelor — este solicitat de un moment de torsiune $M_t = 15$ daN · m ; corespunzător acestei solicitări acul indicator al cheii arată o deformație unghiulară de $\varphi = 22°$. Arcul bară de torsiune este executat din 60Si 15A. Să se determine diametrul barei d, lungimea necesară a arcului l și rigiditatea acestuia k'.

Rezolvare :

Diametrul barei se calculează conform tabelului 23

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1500}{3,14 \cdot 6000}} = 10,8 \text{ mm},$$

alegînd $\tau_{at} = 6000$ daN/cm²; se adoptă $d = 10$ mm.

Lungimea necesară a arcului bară de torsiune

$$l = \frac{\varphi}{2} G \frac{d}{\tau_{at}} = \frac{0,383}{2} \cdot 8,5 \cdot 10^5 \cdot \frac{1}{6000} = 271,2 \text{ mm},$$

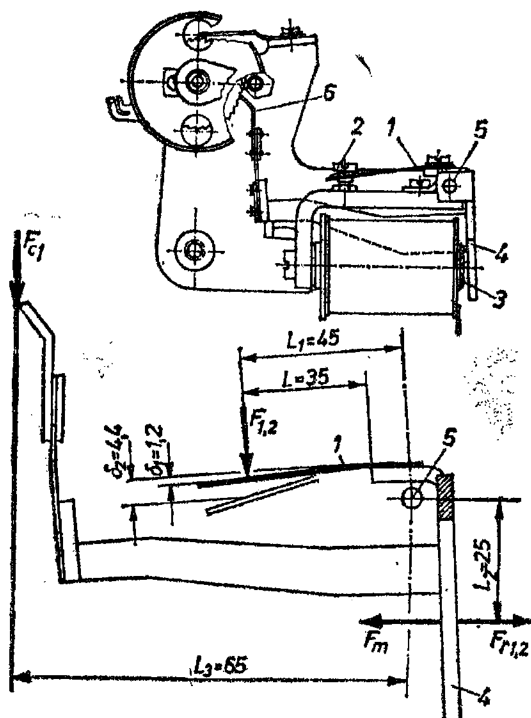


Fig. 109

unde : $\varphi = 22° \frac{\pi}{180} = 0,383$ rad.

Rigiditatea arcului

$$k' = \frac{M_t}{\varphi} = \frac{1500}{0,383} =$$

$$= 3917 \text{ daN} \cdot \text{cm/rad}.$$

167 Clichetul unui comutator selectiv (pas cu pas) este readus — în poziție inițială — de arcul monolamelar *1* (fig. 109), a cărui pretensionare se poate regla prin șurubul *2*. Cînd se cuplează electromagnetul *3*, acesta atrage armătura *4* — care se rotește în jurul axei *5* — împingînd astfel clichetul în sus și, prin aceasta, rotind roata de clichet cu o diviziune (pas). La decuplarea electromagnetului arcul *1* readuce înapoi clichetul. Rapoartele între forțe și deformații sînt indicate în figura 109. Electromagnetul acționează asupra armăturii cu o forță $F_m = 2,3$ daN. Să se determine, cunoscînd dimensiunea secțiunii transversale a arcului monolamelar $b \times h = 8 \times 0,5$ mm : rigiditatea lamelei, forța de pretensio-

nare F_1 şi forţa motoare F_2, efortul unitar maxim de încovoiere, forţele de readucere F_{r1} şi F_{r2}, precum şi forţa care acţionează asupra clichetului F_{cl}. Arcul este executat din 51Si 17A.

Rezolvare :

Se calculează rigiditatea lamelei (v. tabelul 24) :

$$k = \frac{bh^3}{4L^3} E = \frac{0{,}8 \cdot 0{,}05^3}{4 \cdot 3{,}5^3} \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 = 1{,}224 \text{ daN/cm}.$$

În acest caz, forţa de pretensionare este

$$F_1 = k\delta_1 = 1{,}224 \cdot 0{,}12 = 0{,}147 \text{ daN},$$

iar forţa motoare (activă) :

$$F_2 = k\delta_2 = 1{,}224 \cdot 0{,}44 = 0{,}538 \text{ daN}.$$

Efortul unitar maxim

$$\sigma_{max} = 6 \frac{F_2 L}{bh^2} = \frac{6 \cdot 0{,}538 \cdot 3{,}5}{0{,}8 \cdot 0{,}05^2} = 5649 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai},$$

adoptînd $\sigma_{ai} = 6000$ daN/cm² (v. tabelul 24).

Din ecuaţiile de momente rezultă

$$F_{r1} = \frac{F_1 L_1}{L_2} = \frac{0{,}147 \cdot 4{,}5}{2{,}5} = 0{,}264 \text{ daN};$$

$$F_{r2} = \frac{F_2 L_1}{L_2} = \frac{0{,}538 \cdot 4{,}5}{2{,}5} = 0{,}968 \text{ daN},$$

iar forţa care acţionează asupra clichetului

$$F_{cl} = \frac{(F_m - F_{r2})\, L_2}{L_3} = \frac{(2{,}3-0{,}968)\, 2{,}5}{6{,}5} = 0{,}51 \text{ daN}.$$

168 Arcul multilamelar — din suspensia spate a unui autovehicul — este format din $n = 7$ lamele (fig. 110), de lăţime $b = 48$ mm şi grosime $h = 8$ mm, din 51V Cr 11A (σ_{ai} = 8500 daN/cm²). Arcul are două lamele principale, fiind solicitat de forţele F_1 = 300 daN (autovehiculul fără

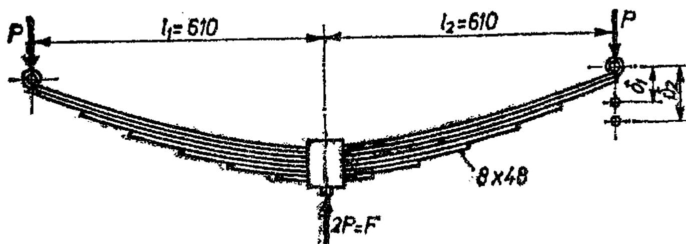


Fig. 110

încărcătură) şi $F_2 = 500$ daN (autovehiculul cu încărcătură utilă) .Să se calculeze : efortul unitar maxim ; rigiditatea arcului ; săgeata corespunzătoare diferenţei de sarcină.

Rezolvare :

Conform tabelului 25, pentru arcul multilamelar semieliptic simetric se obţine

$$\sigma_{max} = \frac{3}{2}\,\frac{F_2L'}{nbh^2} = 1{,}5\,\frac{500\cdot 122}{7\cdot 4{,}8\cdot 0{,}8^2} = 4255 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at},$$

unde : $L' = l_1 + l_2 = 61 + 61 = 122$ cm.

Din tabelul 25 rezultă

$$k = \frac{4}{\chi}\cdot\frac{nbh^3E}{L'^3} = \frac{4}{1{,}25}\cdot\frac{7\cdot 4{,}8\cdot 0{,}8^3\cdot 2{,}1\cdot 10^6}{122^3} = 63{,}66 \text{ daN/cm},$$

factorul $\chi = 1{,}25$ alegîndu-se din figura AI-6, pentru $\frac{n'}{n} = \frac{2}{7} = 0{,}285$.

Săgeata corespunzătoare diferenţei de încărcătură se determină cu relaţia :

$$\delta = \delta_2 - \delta_1 = \frac{F_2 - F_1}{2k} = \frac{500 - 300}{2\cdot 63{,}66} = 1{,}57 \text{ cm}.$$

169 Un tampon de cauciuc (fig. 111) — cu înălţimea de $h = 35$ mm şi duritatea de 85 Sh° — trebuie să reziste la acţiunea cu şoc a sarcinii $F = 200$ daN. Care este diametrul d necesar al tamponului dacă se admite o săgeată egală cu 10% din înălţimea tamponului*). Să se calculeze rigiditatea şi efortul unitar maxim din tampon.

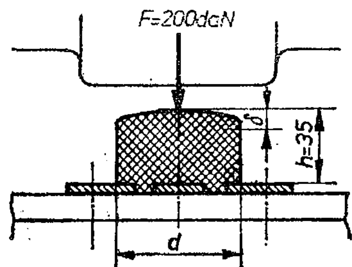


Fig. 111

Rezolvare :

Conform tabelului 26, se calculează diametrul necesar al tamponului

$$d = 2\sqrt{\frac{F}{\pi\sigma_a}} = 2\sqrt{\frac{200}{3{,}14\cdot 25}} = 3{,}192 \text{ cm},$$

unde : $\sigma_a = 25$ daN/cm², din tabelul AII-12.

Cunoscînd săgeata admisă $\delta = 0{,}35$ cm, se determină rigiditatea

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{200}{0{,}35} = 571{,}4 \text{ daN/cm},$$

*) Ca urmare a şocurilor rare şi de scurtă durată.

Efortul unitar maxim

$$\sigma_{max} = \frac{\delta}{h} E_c = \frac{0,35}{3,5} \cdot 92 = 9,2 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_a,$$

unde : $E_c = \psi G = 4 \cdot 23 = 92$ daN/cm²; $\psi = 4$, din figura AI-7, în funcție de $\psi_f = \frac{d}{4h} = 0,228$; $G = 23$ daN/cm², din figura AI-8, în funcție de duritatea 85 Sh°.

170 Clapa unui contactor electric este readusă — în poziție inițială — de un arc elicoidal cilindric de compresiune (fig. 112). Forța de precomprimare a arcului este $F_1 = 0,9$ daN, iar forța maximă care acționează asupra arcului $F_2 = 1,5$ daN. Se cunosc : $D_m = 12$ mm ; $n = 8$; $h^* = 7$ mm. Să se calculeze : rigiditatea arcului, diametrul necesar al sîrmei, efortul unitar maxim și efortul unitar datorat sarcinii de blocare F_b. Materialul arcului 60Si 15A.

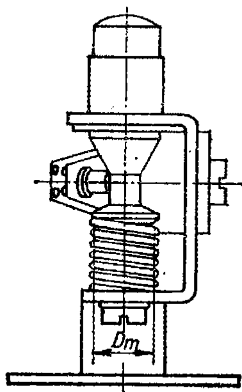


Fig. 112

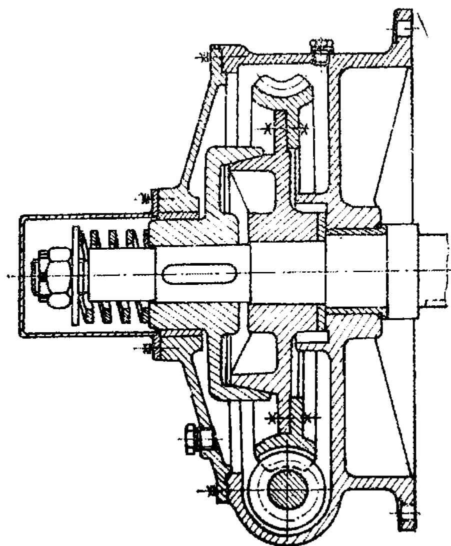


Fig. 113

171 Să se dimensioneze arcul elicoidal cilindric de compresiune — cu secțiune dreptunghiulară — de la un cuplaj limitativ conic (fig. 113), capabil să dezvolte o forță de cuplare $F_c = 325$ daN. Arcul cu $D_m = 80$ mm și $H = 120$ mm — este executat din oțel 51V Cr 11A. Să se stabilească : secțiunea spirei și efortul unitar maxim ; numărul spirelor active ; săgeata arcului sub acțiunea forței F_c ; lungimea arcului în stare liberă și sub acțiunea forței F_c ; rigiditatea arcului ; lungimea necesară a semifabricatului.

172 Să se dimensioneze arcul elicoidal cilindric de compresiune (fig. 114), folosit pentru decuplarea mai rapidă a discurilor — la un cuplaj multidisc — în cazul deconectării circuitului de presiune, hidraulic. Se cunosc: forța cu care trebuie să acționeze arcurile $F_1 = 25$ daN, diametrul exterior ale găurilor în care sînt introduse arcurile respective $D_g = 12$ mm, cursa arcului $h^* = 12$ mm; arcurile sînt executate din 60Si 15A.

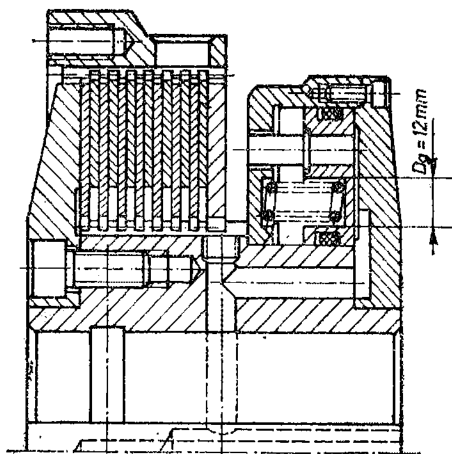


Fig. 114

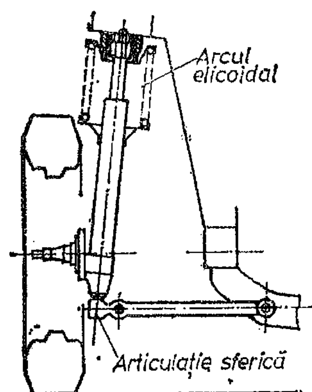


Fig. 115

173 Elementul elastic al suspensiei unui autovehicul (fig. 115) este arcul elicoidal de compresiune. Cunoscînd forța maximă statică, care acționează asupra arcului $F_n = 378$ daN și diametrul exterior maxim posibil al arcului $D_{ext} = 150$ mm, să se dimensioneze arcul respectiv: materialul din care este executat arcul: 60Si 15A.

174 La cuplajul limitativ multidisc — din figura 116 — arcul elicoidal cilindric de compresiune — cu secțiune dreptunghiulară — trebuie să intre în acțiune la forța $F_e = F_1 = 105$ daN; diametrul de înfășurare

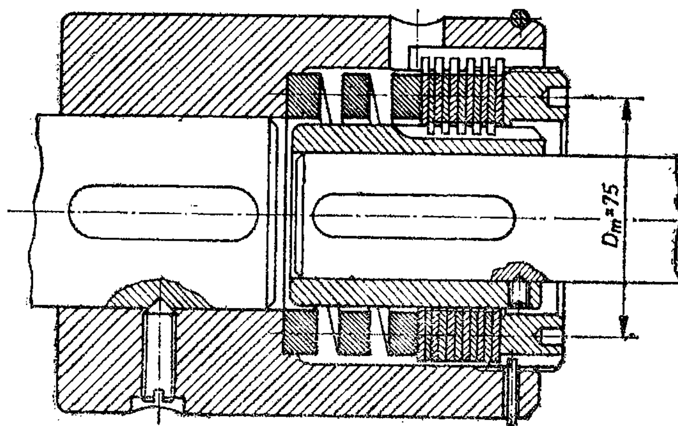


Fig. 116

este impus din considerente constructive $D_m = 75$ mm. Să se calculeze arcul cuplajului, cunoscînd dimensiunea secțiunii transversale $b \times h = 12 \times 9$ mm și săgeata $\delta_1 = 10$ mm.

175 La cuplajul din figura 116 se înlocuiește secțiunea dreptunghiulară a arcului cu secțiune rotundă. Să se calculeze acest arc, respectînd aceleași condiții impuse, stabilindu-se cum sînt dimensiunile de gabarit — în acest caz — comparativ cu arcul cu secțiune dreptunghiulară.

176 Saboții unui cuplaj cu fricțiune, centrifugal sînt menținuți, în poziție necuplat, prin intermediul unui arc elicoidal cilindric de întindere (fig. 117). Forța de întindere a arcului — în momentul în care saboții ating tamburul — este $F_1 = 10$ daN, la o anumită turație n_1. La turația $n_2 > n_1$ apare, în arc, o forță $F_2 = 16$ daN necesară transmiterii momentului de torsiune al cuplajului. Pînă în momentul în care vine în contact cu tamburul, arcul efectuează o cursă totală $h^* = 3{,}5$ mm. Se cunoaște $D_m = 14$ mm și se cere : diametrul necesar al sîrmei ; efortul unitar maxim ; numărul de spire (active și total) ; rigiditatea arcului ; săgeata acestuia sub acțiunea forței F_1 și săgeata maximă. Materialul arcului : 60Si15A.

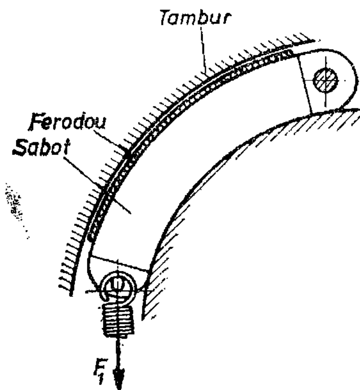


Fig. 117

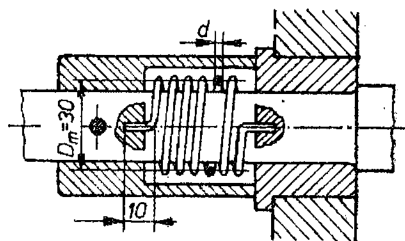


Fig. 118

177 Arcul elicoidal cilindric de răsucire, din fig. 118, are rolul de a readuce — în poziție inițială — axul mecanismului de divizare, rotit cu unghiul $\varphi = 45°$, de o pîrghie. În poziție inițială, arcul este pretensionat de un moment $M_{ti} = 15$ daN · cm, iar în poziție finală de $M_{tn} = 23$ daN · cm. Să se stabilească dimensiunile arcului — executat din 51 VCr 11 A — știind că $D_m = 30$ și $n = 6$. Să se calculeze : diametrul sîrmei și efortul unitar maxim ; unghiul de răsucire corespunzător sarcinii M_{ti} și M_{tn} ; rigiditatea arcului ; lungimea semifabricatului.

178 Elementul elastic al suspensiei — roților din față — de la un autovehicul este construit dintr-un arc bară de torsiune — executat din 51 VCr 11 A — cu secțiune rotundă. Asupra brațului arcului — de lun-

gime $a = 250$ mm — acţionează o forţă de $F = 500$ daN; lungimea barei de torsiune $l = 1000$ mm. Să se calculeze diametrul barei, deformaţia unghiulară maximă şi rigiditatea arcului.

179 Dacă în suspensia — prezentată în problema nr. 178 — se înlocuieşte bara de torsiune, cu secţiune rotundă, cu un arc bară de torsiune formată din patru plăci — de secţiune dreptunghiulară — dispuse în pachet, se obţine o micşorare a dimensiunilor de gabarit? Se menţin aceleaşi date de calcul.

180 Dispozitivul — reprezentat simplificat în figura 119 — se foloseşte —prin acţionarea unui contact electric — în procesul de comandă al unui manşon de poştă pneumatică. Pîrghia de cuplare este scoasă în afara tubului de către manşon, cuplînd contactul printr-o piesă de legătură. Arcul monolamelar — care are rolul de a readuce pîrghia în poziţia iniţială — este executat din 60 Si 15 A. În poziţia iniţială, arcul este pretensionat de forţa $F_1 = 3{,}5$ daN, avînd o săgeată de $\delta_1 = 7$ mm, iar în poziţie finală de o forţă $F_n = 8{,}2$ daN. Să se determine: secţiunea necesară a lamelei; rigiditatea arcului; săgeata corespunzătoare forţei F_n şi efortul unitar maxim.

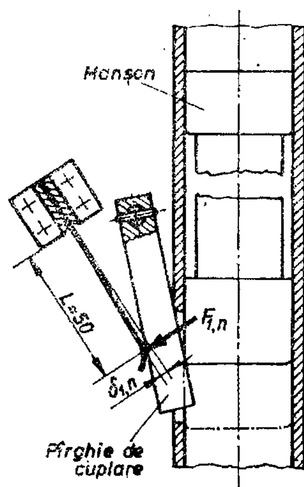


Fig. 119

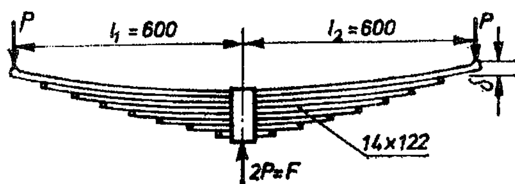


Fig. 120

181 Elementul elastic al suspensiei unei locomotive este un arc multilamelar, cu opt lamele ($n = 8$, fig. 120); lamelele au secţiunea $b \times h = 120 \times 14$ mm, fiind executate din 51 VCr 11 A ($\sigma_{at} = 8500$ daN/cm²). Să se calculeze sarcina statică admisibilă, rigiditatea arcului şi săgeata corespunzătoare sarcinii P.

182 O maşină hidraulică cu piston este sprijinită pe arcuri — bucşe din cauciuc (fig. 121), cu duritatea de 80 Sh°. Forţa statică preluată de un arc este $F = 400$ daN, arcul avînd o săgeată statică de $\delta = 5$ mm.

Se cunoaşte, de asemenea, diametrul interior al bucşei $d = 25$ mm. Să se stabilească : înălţimea necesară a arcului şi diametrul exterior al acestuia ; rigiditatea arcului.

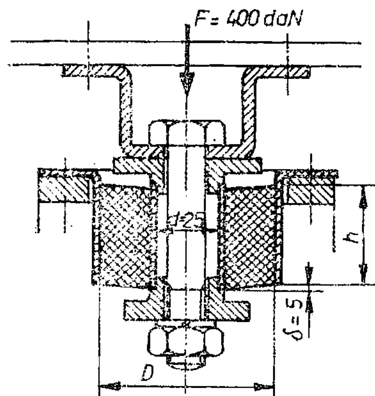


Fig. 121

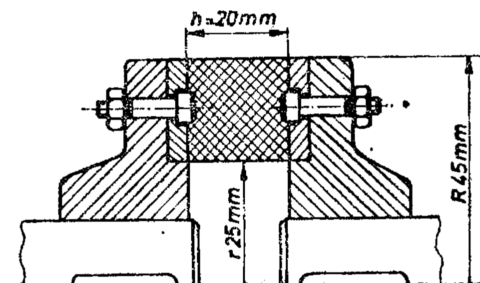


Fig. 122

183 Elementul elastic al cuplajului, din figura 122, este executat din cauciuc, cu duritatea 70 Sh°. Să se calculeze : momentul capabil să-l transmită cuplajul menţionat, unghiul de răsucire maxim admis şi rigiditatea elementului elastic.

13

OSII ŞI ARBORI

Arborii — organe de maşini cu mişcare de rotaţie — se folosesc pentru transmiterea momentului de torsiune organelor cu care sînt asamblaţi. În majoritatea cazurilor arborii au şi rolul de a menţine poziţia axei de rotaţie a elementelor susţinute.

Osiile sînt organe de maşini destinate susţinerii altor organe — cu mişcare de rotaţie, oscilatorie sau care se află în repaus — fără a transmite momente de torsiune.

NOTAŢII FOLOSITE

c — coeficientul de siguranţă;
d — diametrul arborelui sau osiei;
H, V — reacţiunile din planul orizontal respectiv vertical;
$M_t \left(\frac{P}{n}\right)$ — momentul de torsiune; raportul dintre puterea P şi turaţia n a arborelui;
M_i, M_{iH}, M_{iV} — momentul de încovoiere total, respectiv momentul de încovoiere în planul orizontal sau în planul vertical;
N — forţa axială care solicită arborele;
W_z, W_p — modulul de rezistenţă axial, respectiv polar;
α — coeficientul care ia în considerare modul diferit de variaţie al solicitărilor de încovoiere şi de torsiune;
β_k — coeficientul efectiv de concentrare;
ε — factorul dimensional;
γ — coeficientul de calitate al suprafeţei;
$\sigma_a(\tau_a)$, $\sigma_m(\tau_m)$ — amplitudinea şi respectiv efortul unitar mediu al ciclului de solicitare.
σ_{ai} — rezistenţa admisibilă la solicitarea de încovoiere;
$\sigma_{-1}(\tau_{-1})$ — rezistenţa la oboseală, pentru ciclul simetric;
$\sigma_{02}(\tau_{02})$ — limita de curgere a materialului;
$\sigma_{t(c)}$ — efortul unitar de tracţiune (compresiune);
τ_{at} — rezistenţa admisibilă, convenţională, la solicitarea de torsiune a arborelui.

RELAŢIILE ŞI METODICA DE CALCUL

Sistemul de forţe care solicită arborele rezultă din interacţiunea acestuia cu organele susţinute şi cu organele pe care se reazemă. Distribuţia forţelor de interacţiune dintre arbore şi organele susţinute fiind — în general — neuniformă pe lungimea suprafeţei de contact, se impune schematizarea încărcării arborelui (tabelul 27).

Tabelul 27

Recomandări privind stabilirea punctelor de aplicaţie a forţelor exterioare şi a reacţiunilor [12, 13, 27]

Cazul real	Schematizarea posibilă
Interacţiunea dintre arbore şi butucul roţii	Schematizarea *a* se recomandă pentru un calcul mai precis, schematizarea *b* fiind frecvent folosită.
Forţe care acţionează în plane diferite	
Arbore montat în lagăre de alunecare	

Cazul real	Schematizarea posibilă
Arbore montat pe rulmenți	a; b (l/3); c (l)

Relațiile, metodica și recomandările necesare pentru calculul arborilor sînt indicate în tabelul 28.

Calculul de proiectare al osiilor se desfășoară similar cu cel al arborilor, succesiunea etapelor de calcul fiind următoarea:

— stabilirea schemei de calcul și de încărcare a osiilor;

— alegerea materialului;

— dimensionarea secțiunilor — din solicitarea de încovoiere — în care apar eforturile unitare maxime.

Tabelul 28

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul arborilor [9, 12, 13, 27, 40]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Predimensionarea arborelui	$W_{p\,nec} = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{M_t}{\tau_{at}}$; $d = \sqrt[3]{16\frac{W_{p\,nec}}{\pi}}$, sau $d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi}\frac{M_t}{\tau_{at}}}$; $\tau_{at} = 150 \ldots 350$ daN/cm² *) Valoarea obținută d se rotunjește la o valoare standardizată.
Schița arborelui	În funcție de diametrul obținut la predimensionare — și configurația impusă din considerente constructive — se stabilesc dimensiunile pe lungime a arborelui și treptele de diametre, întocmindu-se schița arborelui.
Schema de calcul	Conform indicațiilor din tabelul 27

*) Valorile superioare ale intervalului se recomandă în cazul arborilor scurți.

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Reacțiunile din reazeme	În funcție de schema de calcul adoptată
Diagramele de variație a momentelor încovoietoare și de torsiune și a forțelor axiale	În cazul în care forțele acționează în plane diferite $$M_i = \sqrt{M_{iH}^2 + M_{iV}^2}$$
Verificarea rezistenței la solicitări compuse	Se efectuează pentru secțiunile periculoase $$\sigma_{red} = \frac{1}{W_z}\sqrt{M_i^2 + \alpha^2 M_t^2} \leqslant \sigma_{ai\,III};$$ sau $$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha\tau)^2} \leqslant \sigma_{ai\,III};$$ unde: $\sigma = \sigma_i + \sigma_{t(c)}$; $\sigma_i = \frac{M_i}{W_z}$; $\sigma_{t(c)} = \frac{N}{\frac{\pi d^2}{4}}$ $\tau_t = \frac{M_t}{W_p}$; α — din tabelul AII—13; σ_{ai} — din tabelul AII—14.
Verificarea la deformații	Calculul deformațiilor se efectuează după una din metodele din Rezistența materialelor comparîndu-se valorile efective cu cele admisibile. În lipsa unor condiții special impuse — de funcționarea ansamblului — se pot utiliza următoarele recomandări: — Săgeata $\delta_{max} \leqslant (2...3) \cdot 10^{-4}\, l$, unde l reprezintă distanța dintre lagăre; — Săgeata în secțiunile în care sînt montate roți dințate $\delta_a = (0{,}01 ... 0{,}03)\, m$, m reprezentînd modulul de angrenare al roții dințate; — deformațiile unghiulare din porțiunea fusurilor arborilor se compară cu valorile admisibile permise de tipul de lagăr adoptat: $\varphi_a \leqslant 2{,}5 \cdot 10^{-3}$ pentru rulmenți cu role cilindrice; $\varphi_a \leqslant 1{,}7 \cdot 10^{-3}$ pentru rulmenți cu role conice; $\varphi_a \leqslant 8 \cdot 10^{-3}$ pentru rulmenți radiali cu bile; $\varphi_a \leqslant 5 \cdot 10^{-2}$ pentru rulmenți oscilanți cu bile; $\varphi_a \leqslant 10^{-3}$ pentru lagăre de alunecare.
Verificarea la solicitări variabile	În secțiunile cu o concentrare importantă a eforturilor — canale de pană, salturi de diametre etc. — se calculează coeficientul efectiv de siguranță la oboseală, conform relațiilor din tabelul AI—6. Se recomandă: $c \geqslant 1{,}3$ — pentru arborii executați din material omogen, tehnologie corectă, solicitările fiind precis stabilite; $c \geqslant 1{,}5...2{,}5$ — material neomogen, solicitările au fost stabilite aproximativ.

Se recomandă următoarele rezistenţe admisibile:

$\sigma_{at} = (700\ldots 1500)$ daN/cm², pentru osiile fixe;

$\sigma_{ai} = (400\ldots 800)$ daN/cm², pentru osiile rotitoare.

Pentru osiile rotitoare se efectuează verificarea la solicitări variabile, determinîndu-se coeficientul de siguranţă la oboseală c, folosind relaţiile din tabelul AI-6.

184 Osia căruciorului unui transportor (fig. 123) — folosit pentru încărcarea unui cuptor de tratament termic — este executată din OL 50. Forţa la roată fiind $F = 900$ daN, se cere să se dimensioneze osia, cunoscînd $a = 60$ mm; $b = 80$ mm.

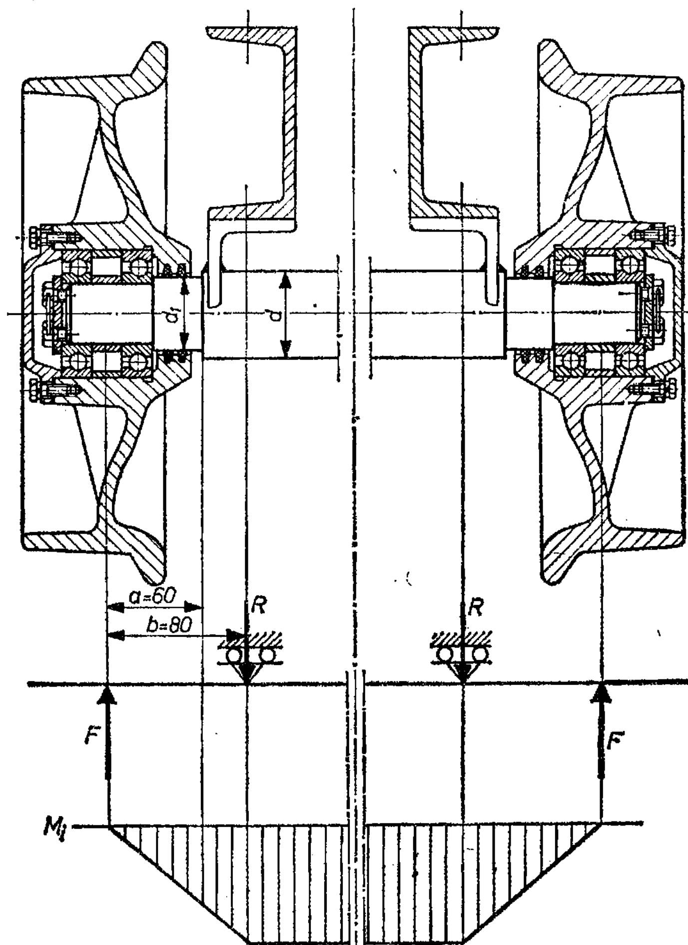


Fig. 123

Rezolvare:

Osia este fixă, prin urmare se va efectua calculul la solicitarea statică de încovoiere. Momentul maxim de încovoiere:

$$M_{i\,max} = F_a + F(b - a) = Fb = 900 \cdot 8 = 7200 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar

$$W_{z\,nec} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{M_{i\,max}}{\sigma_{at}} = \frac{7\,200}{700} = 10{,}3 \text{ cm}^3,$$

rezultînd un diametru de $d = 47$ mm; se adoptă $d = 50$ mm.

Se adoptă constructiv $d_1 = 40$ mm, verificîndu-se secţiunea 1 de trecere — la diametrul $d = 50$ mm — la solicitarea de încovoiere:

$$M_{i1} = Fa + M_i = 900 \cdot 6 + 1800 = 7200 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$\sigma_i = \frac{32\,M_{i1}}{\pi d_1^3} = \frac{32 \cdot 7\,200}{3{,}14 \cdot 4^3} = 1\,146 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai},$$

unde: $\sigma_{ai} = 700...1500$ daN/cm².

185 La acelaşi cărucior de transportor — din problema 184 — se adoptă, în construcţia sistemului de rulare, o altă soluţie constructivă (fig. 124). Să se calculeze osia căruciorului, elementele de calcul fiind cele din precedenta problemă.

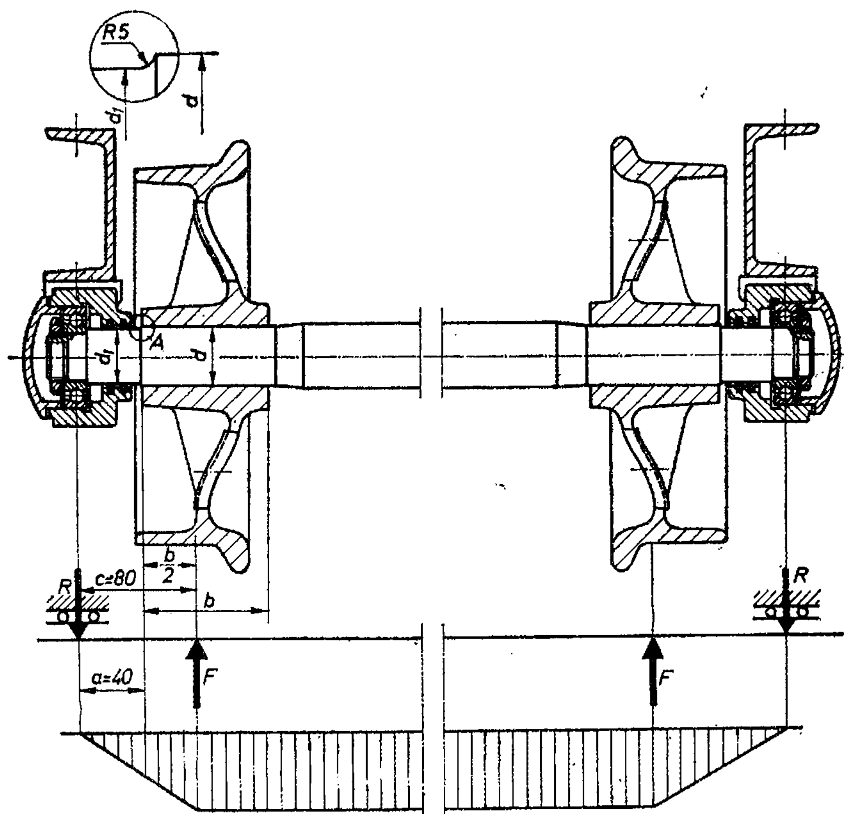


Fig. 124

Rezolvare :

În acest caz, osia este rotitoare, solicitarea de încovoiere variind după un ciclu alternant simetric. Se va dimensiona osia la încovoiere şi se va verifica la oboseală.

Momentul maxim de încovoiere este :

$$M_{i\,max} = Rc = 900 \cdot 8 = 7200 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar secţiunea necesară

$$W_{z\,nec} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{M_{i\,max}}{\sigma_{ai}} = \frac{7\,200}{500} = 14,4 \text{ cm}^3,$$

rezultînd un diametru $d = 49,5$ mm. Se adoptă $d = 50$ mm.

Din considerente constructive, se adoptă $d_1 = 40$ mm, efectuîndu-se o verificare la solicitarea de încovoiere a secţiunii de trecere (la diametrul $d = 50$ mm) :

$$M_{i1} = Ra = 900 \cdot 4 = 3\,600 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

şi

$$\sigma_i = \frac{32 M_{i1}}{\pi d_1^3} = \frac{32 \cdot 3600}{3,14 \cdot 4^3} = 570 \ \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} < \sigma_{ai},$$

pentru osiile rotitoare rezistenţa admisibilă fiind $\sigma_{ai} = 400 \ldots 800$ daN/cm².

Se verifică osia — la oboseală — în secţiunile în care apare o concentrare de eforturi, în acest caz secţiunea *1*, a saltului de diametre. Coeficientul de siguranţă se calculează cu relaţia (v. tabelul AI-6) :

$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma} \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}}} = \frac{1}{\frac{1,4}{0,85 \cdot 0,9} \cdot \frac{570}{2\,400}} = 2,3,$$

în care : $\beta_k = 1,4$ (tabelul AI-10) pentru $\frac{d - d_1}{2r} = 1$ şi $\frac{r}{d_1} = 0,125$; $\varepsilon = 0,85$ (tabelul AI-14) ; $\gamma = 0,9$ (tabelul AI-15) ; $\sigma_a = \sigma_i = 570$ daN/cm² ; $\sigma_{-1} = 2400$ daN/cm² (v. tabelul AII-1).

Se observă că valoarea coeficientului de siguranţă se încadrează în limitele recomandate, pentru astfel de organe de maşini, $c = 1,5 \ldots 2,5$.

186 Piatra unei maşini de rectificat este antrenată — de la un motor cu $P = 18$ kW — prin intermediul unei transmisii cu curele. Arborele de susţinere a pietrei (fig. 125) are turaţia $n = 1000$ rot/min. Forţa radială care acţionează asupra pietrei este $F_r = 100$ daN, iar forţele din ramurile curelelor : $S_1 = 390$ daN şi $S_2 = 120$ daN. Dimensiunile arborelui fiind indicate în fig. 125, să se efectueze calculul de verificare al arborelui. Materialul arborelui OL 50.

Rezolvare :

1. *Verificarea arborelui la solicitarea compusă*

Momentul încovoietor maxim apare în secțiunea *2* (v. fig. 125), atît în planul vertical (V) cît și în planul orizontal (H) :

$$M_{iV2} = (S_2 \cos 30° + S_1 \sin 30°)\, b = 299 \cdot 15 = 4485 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_{iH2} = (S_1 \cos 30° + S_2 \sin 30°)\, b = 398 \cdot 15 = 5966 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

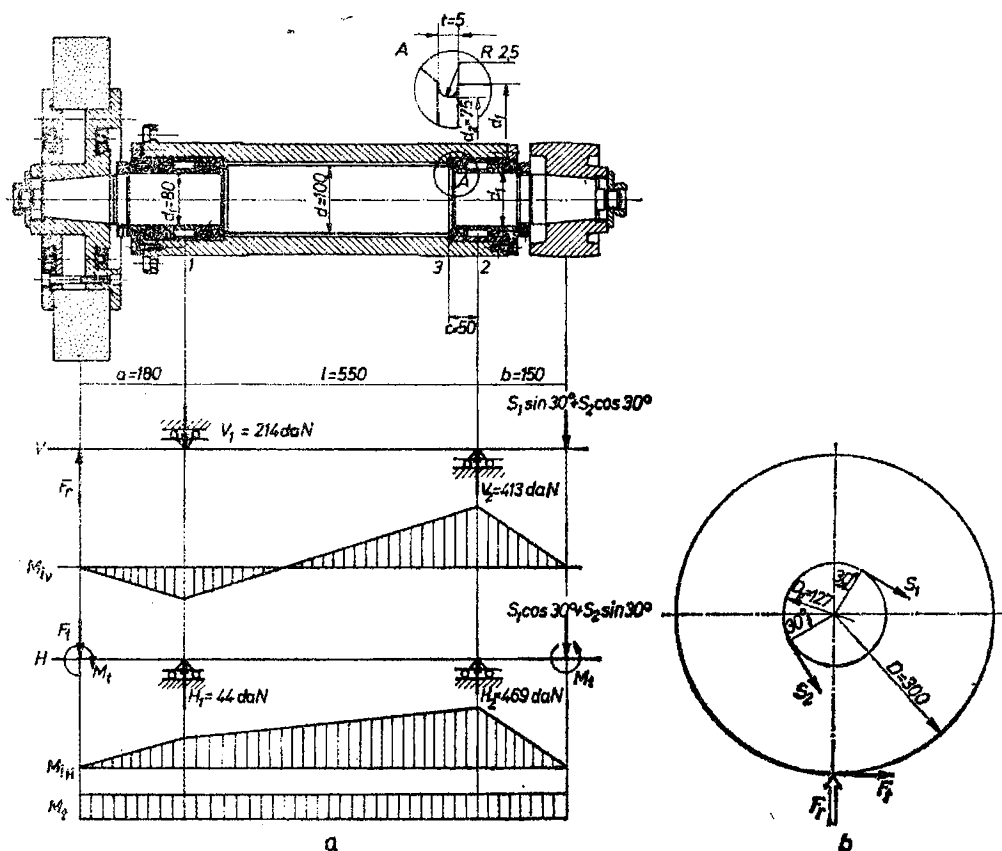


Fig. 125

În acest caz, momentul încovoietor rezultant din secțiunea periculoasă

$$M_i = \sqrt{M_{iV2}^2 + M_{iH2}^2} = \sqrt{4485^2 + 5966^2} = 7463 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Se calculează momentul de torsiune transmis de arbore

$$M_t = 95\,500 \frac{P^{[\text{kW}]}}{n^{[\text{rot/min}]}} = 95\,500 \frac{18}{1\,000} = 1720 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Coeficientul α se determină, conform tabelului AII-13 și AII-14, pentru OL 50

$$\alpha = \frac{\sigma_{ai\,III}}{\sigma_{ai\,II}} = \frac{450}{750} = 0{,}60,$$

obținîndu-se efortul unitar redus în secțiunea 2

$$\sigma_{red} = \frac{32}{\pi d_1^3}\sqrt{M_i^2 + (\alpha M_t)^2} = \frac{32}{3{,}14 \cdot 8^3}\sqrt{7463^2 + (0{,}6 \cdot 1720)^2} =$$

$$= 150 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai},$$

unde : $\sigma_{ai} = 550$ daN/cm² (v. tabelul AII-14).

2. *Verificarea arborelui la solicitarea variabilă*

Se verifică arborele — la oboseală — în secțiunea *3* unde apare o concentrare maximă de eforturi, ca urmare a diferenței de diametre.

Se determină, inițial, momentele încovoietoare

$$M_{iV3} = (b + c)(S_1 \sin 30° + S_2 \cos 30°) - cV_2 =$$

$$= (15 + 5)\,299 - 5 \cdot 413 = 3915 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_{iH3} = (b + c)(S_1 \cos 30° + S_2 \sin 30°) - cH_2 =$$

$$= (15 + 5) \cdot 398 - 5 \cdot 469 = 5615 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_{i3} = \sqrt{M_{iV3}^2 + M_{iH3}^2} = \sqrt{3\,915^2 + 5\,615^2} = 6\,845 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Efortul unitar de încovoiere

$$\sigma_i = \frac{32 M_{i3}}{\pi d_2^3} = \frac{32 \cdot 6845}{3{,}14 \cdot 7{,}5^3} = 165 \text{ daN/cm}^2.$$

Considerîndu-se că solicitarea de încovoiere variază după un ciclu alternant simetric se obține coeficientul de siguranță,

$$c_\sigma = \frac{1}{\dfrac{\beta_k}{\varepsilon\gamma} \cdot \dfrac{\sigma_a}{\sigma_{-1}}} = \frac{1}{\dfrac{2{,}2}{0{,}74 \cdot 1{,}0} \cdot \dfrac{165}{2\,400}} = 4{,}89,$$

unde : $\beta_k = 2{,}2$, pentru $t/r = 2$ și $r/d = 0{,}033$ (v. tabelul AI-11) ; $\varepsilon = 0{,}74$ (v. tabelul AI-14) ; $\gamma = 1{,}0$ (v. tabelul AI-15) ; $\sigma_a = \sigma_i = 165$ daN/cm² ; $\sigma_m = 0$; $\sigma_{-1} = 2400$ daN/cm².

Efortul unitar de torsiune

$$\tau_t = \frac{16 M_t}{\pi d_2^3} = \frac{16 \cdot 1\,720}{3{,}14 \cdot 7{,}5^3} = 20{,}75 \text{ daN/cm}^2.$$

Coeficientul de siguranţă se calculează cu relaţia (v. tabelul AI-6)

$$c_\tau = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma}\,\frac{\tau_a}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_{02}}} = \frac{1}{\frac{1,52}{0,66\cdot 1,0}\cdot\frac{10,4}{1\,320} + \frac{10,4}{800}} = 32,1,$$

în care : $\beta_k = 1,52$; $\varepsilon = 0,66$; $\gamma_\tau = 0,6\ \gamma_\sigma + 0,4 = 0,6 \cdot 1,0 + 0,4 = 1,0$; $\tau_m = \tau_a = \tau_t/2 = 10,4$ daN/cm²; $\tau_{-1} = 0,55\ \sigma_{-1} = 0,55 \cdot 2400 = 1320$ daN/cm²; $\tau_{02} = 800$ daN/cm².

Se determină coeficientul de siguranţă global

$$c = \frac{c_\sigma c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}} = \frac{32,1 \cdot 4,89}{\sqrt{32,1^2 + 4,89^2}} = 4,83 \gg c_a,$$

ca urmare a construcţiei rigide a ansamblului analizat.

187 Să se dimensioneze arborele de intrare din reductorul conico-cilindric, reprezentat în figura 126, ştiind că se transmite o putere $P = 90$ kW. Raportul de transmitere realizat de reductor este $i = 6,25$, turaţia la intrare $n_1 = 1500$ rot/min, iar rapoartele parţiale de transmitere $i_1 = i_2 = 2,5$. Reductorul este antrenat de la un electromotor prin intermediul unui cuplaj. Materialul arborelui 40 MC 11 ; $D_{dm1} = 48$ mm.

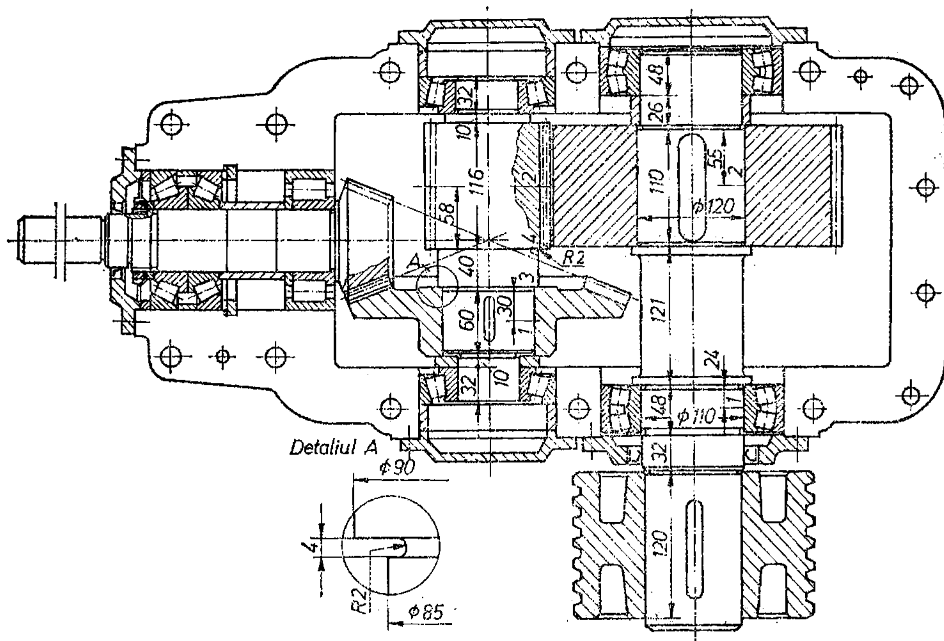


Fig. 126

Rezolvare :

Momentul de torsiune

$$M_t = 95\,500 \frac{P}{n} = 95\,500 \frac{90}{1\,500} = 5730 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Se predimensionează arborele la solicitarea de torsiune

$$W_{p\,nec} = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{M_t}{\tau_{at}} = \frac{5\,730}{200} = 28{,}65 \text{ cm}^3,$$

rezultînd $d = 53$ mm și adoptîndu-se $d = 60$ mm.

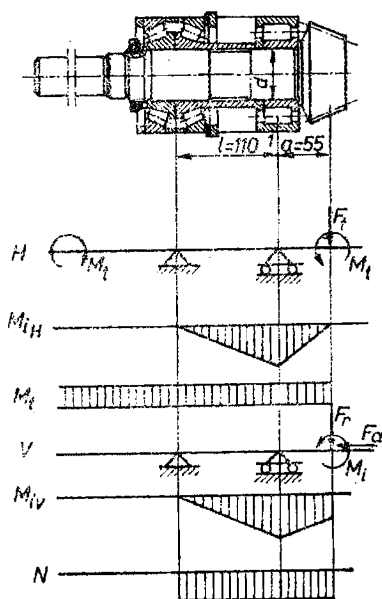


Fig. 127

În funcție de valoarea obținută a diametrului se adoptă rulmenții și se întocmește schița arborelui (fig. 127), stabilindu-se dimensiunile — pe lungime ale arborelui.

Se calculează forțele — conform tabelului 79 — care încarcă arborele:

$$F_t = \frac{2M_t}{D_{dm1}} = \frac{2 \cdot 5\,730}{4{,}8} = 2387{,}5 \text{ daN};$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_{d1} =$$
$$= 2387{,}5 \operatorname{tg} 20° \sin 21°48' = 318 \text{ daN} \; (\delta_{d1} =$$
$$= \operatorname{arc\,ctg} i_1 = \operatorname{arc\,ctg} 2{,}5 = 21°48');$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_{d1} =$$
$$= 2387{,}5 \operatorname{tg} 20° \cos 21°48' = 809 \text{ daN}.$$

Pentru trasarea diagramelor de momente — în cele două plane — se calculează

$$M_{iH1} = aF_t = 5{,}5 \cdot 2387{,}5 = 13131 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_{iV1} = M_i + aF_r = 763 + 5{,}5 \cdot 809 = 5212{,}5 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_i = F_a \frac{D_{dm1}}{2} = 318 \frac{4{,}8}{2} = 763 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_{i1} = \sqrt{M_{iH1}^2 + M_{iV1}^2} = \sqrt{13\,131^2 + 5212{,}5^2} = 14128 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_t = 5730 \text{ daN} \cdot \text{cm}; \; N = F_a = 318 \text{ daN}.$$

Secţiunea periculoasă este secţiunea *1*, pentru care eforturile unitare au valorile :

$$\sigma_{i1} = \frac{32M_{i1}}{\pi d^3} = \frac{32 \cdot 14\,128}{3,14 \cdot 6^3} = 666 \ \text{daN/cm}^2;$$

$$\sigma_{t1} = \frac{N}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{318}{\frac{3,14 \cdot 6^2}{4}} = 11,25 \ \text{daN/cm}^2;$$

$$\sigma_1 = \sigma_{i1} + \sigma_{t1} = 666 + 11 = 677 \ \text{daN/cm}^2;$$

$$\tau_t = \frac{16M_t}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 5\,730}{3,14 \cdot 6^3} = 135 \ \text{daN/cm}^2.$$

Efortul unitar redus

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + 4(\alpha\tau)^2} = \sqrt{677^2 + 4(0,6 \cdot 135)^2} = 682 \ \text{daN/cm}^2 < \sigma_{at\,III},$$

unde :

$$\alpha = \frac{\sigma_{at\,III}}{\sigma_{at\,II}} = \frac{900}{1500} = 0,6 \ \text{(v. tabelele AII-13 şi AII-14)}.$$

188 Să se efectueze calculul de verificare al arborelui intermediar, dintr-un reductor coaxial (fig. 128) cunoscîndu-se : $P_1 = 120$ kW, $n_1 = 1500$ rot/min ; $i = i_1 i_2 = 2,85 \cdot 2,8$, $D_2 = 296$ mm, $D_3 = 106$ mm, $\beta_2 = 10°30'$, $\beta_3 = 12°15'$, $D_{t3} = 96$ mm. Materialul arborelui OLC 60, normalizat.

Rezolvare :

Momentul de torsiune transmis de arborele *2* este

$$M_{t2} = 95\,500 \ \frac{P}{n_2} = 95\,500 \ \frac{120}{526,3} = 21\,774 \ \text{daN} \cdot \text{cm},$$

unde

$$n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{1\,500}{2,85} = 526,3 \ \text{rot/min}.$$

Se calculează forţele şi momentele care solicită arborele :

$$F_{t2} = \frac{2M_{t2}}{D_2} = \frac{2 \cdot 21\,774}{29,6} = 1\,471 \ \text{daN};$$

$$F_{r2} = F_{t2} \frac{\text{tg}\,\alpha_{0n}}{\cos \beta_2} = 1\,471 \ \frac{\text{tg}\,20°}{\cos 10°30'} = 544 \ \text{daN};$$

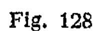


Fig. 128

$$F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta_2 = 1\,471 \operatorname{tg} 10°30' = 267 \text{ daN};$$

$$F_{t3} = \frac{2M_{t2}}{D_3} = \frac{2 \cdot 21\,774}{10{,}6} = 4108 \text{ daN};$$

$$F_{a3} = F_{t3} \operatorname{tg} \beta_3 = 4\,108 \operatorname{tg} 12°15' = 884 \text{ daN};$$

$$F_{r3} = F_{t3} \frac{\operatorname{tg} \alpha_{0n}}{\cos \beta_3} = 4\,108 \frac{\operatorname{tg} 20°}{\cos 12°15'} = 1\,530 \text{ daN};$$

$$M_{i\,\mathrm{II}} = F_{a2} \frac{D_2}{2} = 267 \frac{29{,}6}{2} = 3952 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_{i\,\mathrm{III}} = F_{a3} \frac{D_3}{2} = 884 \frac{10{,}6}{2} = 4\,585 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Cu aceste valori — conform schemei de calcul din figura 129 — se determină reacţiunile:

$$H_1 = \frac{F_{t3}(l-a) - F_{t2}b}{l} =$$

$$= \frac{4108(35-9) - 1471 \cdot 7}{35} = 2\,757 \text{ daN};$$

$$H_4 = \frac{F_{t3}a - F_{t2}(l-b)}{l} =$$

$$= \frac{4108 \cdot 9 - 1471(35-7)}{35} = -120 \text{ daN};$$

$$V_1 = \frac{F_{r2}\,b + F_{r3}(l-a) + M_{i\,II} - M_{i\,III}}{l} =$$

$$= \frac{544 \cdot 7 - 1530(35-9) + 3952 - 4685}{35} =$$

$$= 1224 \text{ daN};$$

$$V_4 = \frac{F_{r2}(l-b) + F_{r3}a - M_{i\,II} + M_{i\,III}}{l} =$$

$$= \frac{544(35-7) + 1530 \cdot 9 - 3952 + 4685}{35} =$$

$$= 850 \text{ daN}.$$

Sarcinile şi momentele care solicită arborele — necesare pentru trasarea diagramelor, în cele două plane (v. fig. 129) — au valorile:

$$M_{iH2} = H_4 b = -120 \cdot 7 =$$

$$= -840 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M'_{iV2} = V_4 b = 850 \cdot 7 =$$

$$= 5950 \text{ daN} \cdot \text{cm};\ M''_{iV2} = M'_{iV2} +$$

$$+ M_{i\,II} = 5950 + 3952 = 9902 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_{i2} = \sqrt{M^2_{iH2} + M''^2_{iV2}} =$$

$$= \sqrt{840^2 + 9\,902^2} = 9\,938 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_{iH3} = H_1 a = 2\,757 \cdot 9 =$$

$$= 24\,813 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

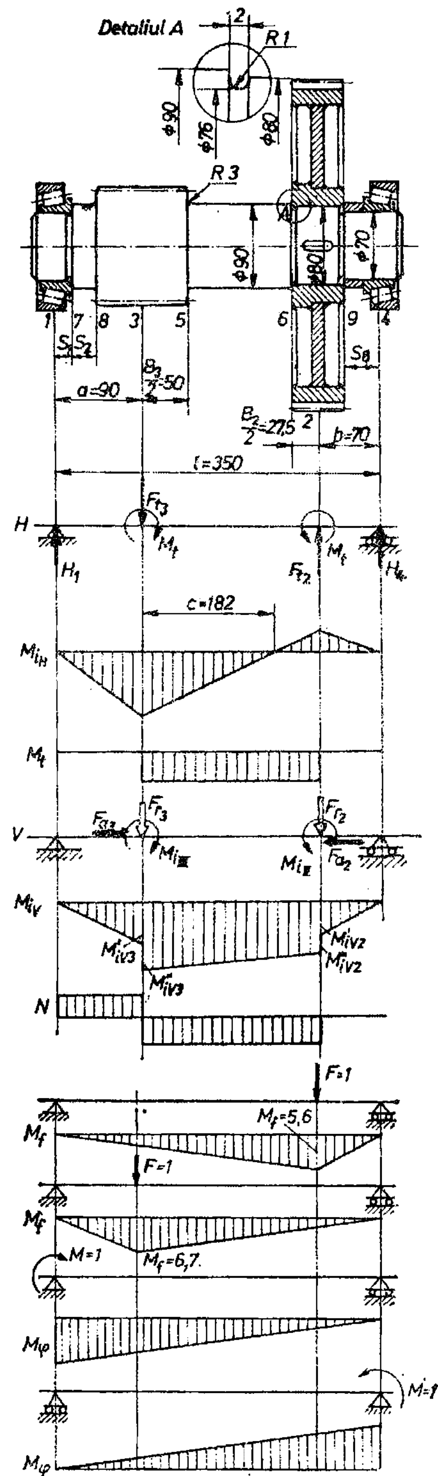


Fig. 129

$$M'_{iV3} = V_1 a = 1\,224 \cdot 9 = 11\,016 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M''_{iV3} = M'_{iV3} + M_{t\,III} = 11\,016 + 4685 = 15\,701 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_{i3} = \sqrt{M^2_{iH3} + M''^2_{iV3}} = \sqrt{24\,813^2 + 15\,701^2} = 29\,363 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_t = 21\,774 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$N_{2-3} = F_{a2} = 267 \text{ daN}; \; N_{3-1} = F_{a3} - F_{a2} = 884 - 267 = 617 \text{ daN}.$$

1. *Verificarea arborelui la solicitarea compusă*

Secţiunea periculoasă fiind secţiunea 3, eforturile unitare au valorile:

$$\sigma_{i3} = \frac{32 M_{i3}}{\pi d^3_{i3}} = \frac{32 \cdot 29\,363}{3{,}14 \cdot 9{,}6^3} = 338 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_t = \frac{4 N_{3-1}}{\pi d^2_{i3}} = \frac{4 \cdot 617}{3{,}14 \cdot 9{,}6^2} = 8{,}5 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\tau_{t3} = \frac{16 M_t}{\pi d^3_{i3}} = \frac{16 \cdot 21\,774}{3{,}14 \cdot 9{,}6^3} = 125 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_{red3} = \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha\tau)^2} = \sqrt{346^2 + 4(0{,}59 \cdot 125)^2} = 377 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} < \sigma_{at\,III} = 650 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2},$$

unde: $\alpha = \frac{\sigma_{ai\,III}}{\sigma_{ai\,II}} = \frac{650}{1100} = 0{,}59$ (v. tabelele AII-13 şi AII-14)

2. *Verificarea arborelui la solicitări variabile*

Arborele se verifică, la oboseală, în secţiunile *2*, *5* şi *6*, situate în apropierea zonelor în care eforturile unitare sînt maxime şi în care apare şi o concentrare de eforturi.

a. În secţiunea *2* concentratorul de eforturi unitare este canalul de pană

$$\sigma_{i2} = \frac{32 M_{i2}}{\pi d^3_2} = \frac{9\,902 \cdot 32}{3{,}14 \cdot 8^3} = 197 \text{ daN/cm}^2.$$

Coeficientul de siguranţă la oboseală pentru eforturile unitare normale (v. tabelul AI-6),

$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma} \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}}} = \frac{1}{\frac{1{,}91}{0{,}74 \cdot 0{,}90} \cdot \frac{197}{3\,000}} = 5{,}31,$$

unde: $\beta_k = 1{,}91$ (tabelul AI-12); $\varepsilon = 0{,}74$ (tabelul AI-14); $\gamma = 0{,}90$ (tabelul AI-15); $\sigma_{-1} = 3000$ daN/cm²; $\sigma_a = \sigma_{i2} = 197$ daN/cm².

Coeficientul de siguranță la oboseală pentru eforturile unitare tangențiale (v. tabelul AI-6)

$$c_\tau = \frac{1}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon_\tau \gamma_\tau} \cdot \frac{\tau_a}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_{02}}} = \frac{1}{\frac{1,72}{0,66 \cdot 0,94} \cdot \frac{108}{1\,900} + \frac{108}{1200}} = 4,04,$$

unde : $\beta_{k\tau} = 1,72$ (tabelul AI-12) ; $\varepsilon_\tau = 0,66$ (tabelul AI-14) ; $\gamma_\tau = 0,6\gamma_\sigma + 0,4 = 0,94$; $\tau_{-1} = 1\,900$ daN/cm² ; $\tau_{02} = 1200$ daN/cm² ; $\tau_m = \tau_a = \tau_t/2 = 108$ daN/cm² ; $\tau_t = \frac{16 M_t}{\pi d_2^3} = \frac{16 \cdot 21\,774}{3,14 \cdot 8^3} = 216$ daN/cm².

Se calculează coeficientul global de siguranță

$$c = \frac{c_\sigma \cdot c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}} = \frac{5,31 \cdot 4,04}{\sqrt{5,31^2 + 4,04^2}} = 3,22.$$

b. În secțiunea *5* concentratorul de eforturi este saltul de diametre — de la $d = 90$ mm la $D_{i2} = 96$ mm — trecerea realizîndu-se printr-o rază $r = 3$ mm.

Momentul de încovoiere în această secțiune

$$M_{iH5} = H_1\left(a + \frac{B_3}{2}\right) - F_{t3}\frac{B_3}{2} = 2\,757\left(9 + \frac{10}{2}\right) - 4\,108\frac{10}{2} = $$
$$= 18\,058 \text{ daN} \cdot \text{cm} ;$$

$$M_{iV5} = V_1\left(a + \frac{B_3}{2}\right) - F_{r3}\frac{B_3}{2} + M_{i\,III} = 1\,224\left(9 + \frac{10}{2}\right) -$$
$$- 1\,530\frac{10}{2} + 4\,685 = 14\,171 \text{ daN} \cdot \text{cm} ;$$

$$M_{i5} = \sqrt{M_{iH5}^2 + M_{iV5}^2} = \sqrt{18\,058^2 + 14\,171^2} = 22\,955 \text{ daN} \cdot \text{cm}$$

Coeficientul de siguranță c_σ se calculează conform relațiilor din tabelul AI-6

$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma} \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}}} = \frac{1}{\frac{1,71}{0,72 \cdot 0,9} \cdot \frac{320}{3\,000}} = 3,55,$$

în care : $\beta_k = 1,71$, pentru $r/d = 3/90 = 0,033$ și $D/d = 96/90 = 1,07$ (tabelul AI-11) ; $\varepsilon = 0,72$; $\gamma = 0,9$; $\sigma_a = \sigma_{i5} = 320$ daN/cm² $\left(\sigma_{i5} = \frac{32 M_{i5}}{\pi d_5^3} = \frac{32 \cdot 22\,955}{3,14 \cdot 9^3} = 320 \text{ daN/cm}^2\right)$.

Coeficientul de siguranță c_τ

$$c_\tau = \frac{1}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon\gamma_\tau}\cdot\frac{\tau_a}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_{02}}} = \frac{1}{\frac{1,44}{0,68\cdot 0,94}\cdot\frac{76}{1\,900} + \frac{76}{1\,200}} = 6,52,$$

unde: $\beta_{k\tau} = 1,44$; $\varepsilon = 0,68$; $\gamma_\tau = 0,6\ \gamma_\sigma + 0,4 = 0,94$; $\tau_m = \tau_a = = \frac{\tau_t}{2} = 152/2 = 76$ daN/cm^2;

$$\tau_t = \frac{16M_t}{\pi d_5^3} = \frac{16\cdot 21\,774}{3,14\cdot 9^3} = 152\ \text{daN/cm}^2;$$

Se obține coeficientul de siguranță global

$$c = \frac{c_\sigma c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}} = \frac{3,55\cdot 6,52}{\sqrt{3,55^2 + 6,52^2}} = 3,12.$$

c. În secțiunea *6*, ca urmare a faptului că fixarea axială a roții *2* este realizată cu ajutorul unei degajări, apare un concentrator de eforturi unitare.

Momentele de încovoiere au valorile:

$$M_{iH6} = H_4\left(b + \frac{B_2}{2}\right) + F_{t2}\frac{B_2}{2} = -120\left(7 + \frac{5,5}{2}\right) + 1\,471\frac{5,5}{2} = = 2\,875\ \text{daN}\cdot\text{cm};$$

$$M_{iV6} = V_4\left(b + \frac{B_2}{2}\right) - F_{r2}\frac{B_2}{2} + M_{i\,II} = 850\left(7 + \frac{5,5}{2}\right) - - 544\frac{5,5}{2} + 3\,952 = 10743,5\ \text{daN}\cdot\text{cm};$$

$$M_{i6} = \sqrt{M_{iH6}^2 + M_{iV6}^2} = \sqrt{2\,875^2 + 10743,5^2} = 11121,5\ \text{daN}\cdot\text{cm},$$

Coeficientul de siguranță c_σ

$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma}\cdot\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}}} = \frac{1}{\frac{2,5}{0,74\cdot 0,9}\cdot\frac{258}{3\,000}} = 3,1,$$

unde: $\beta_k = 2,5$ (v. tabelul AI-10); $\varepsilon = 0,74$; $\gamma = 0,9$; $\sigma_{-1} = 3\,000$ daN/cm^2; $\sigma_a = \sigma_{i6} = 258$ daN/cm^2; $\sigma_{i6} = \frac{32M_{i6}}{\pi d_6^3} = \frac{32\cdot 11121,5}{3,14\cdot 7,6^3} = 258$ daN/cm^2.

Coeficientul de siguranţă c_τ

$$c_\tau = \frac{1}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon\gamma_\tau} \cdot \frac{\tau_a}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_{02}}} = \frac{1}{\frac{1,9}{0,66 \cdot 0,94} \cdot \frac{126}{1\,900} + \frac{126}{1\,200}} = 3,246,$$

unde : $\beta_{k\tau} = 1,9$ pentru $t/r = 2, r/d = 0,0132$ (v. tabelul AI-10) ; $\varepsilon = 0,66$; $\gamma_\tau = 0,94$;

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2}\tau_t = \frac{1}{2} \cdot \frac{16 M_t}{\pi d_6^3} = \frac{1}{2} \cdot \frac{16 \cdot 21\,774}{3,14 \cdot 7,6^3} = 126 \text{ daN/cm}^2.$$

Se calculează coeficientul global

$$c = \frac{c_\sigma \cdot c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}} = \frac{3,1 \cdot 3,246}{\sqrt{3,1^2 + 3,246^2}} = 2,24.$$

3. *Verificarea arborelui la rigiditate* :

Se vor verifica deformaţiile sub cele două roţi şi deformaţiile unghiulare din reazeme pe baza metodei grafo-analitice, săgeţile, respectiv unghiurile de deformaţie în cele două plane fiind date de relaţiile

$$\delta = \sum_{S_k=1}^{n} \int_0^{S_k} \frac{M_i M_f}{EI} \mathrm{d}x_k, \quad \varphi = \sum_{S_k=1}^{n} \int_0^{S_k} \frac{M_i M_\varphi}{EI} \mathrm{d}x_k,$$

în care : M_i reprezintă momentul de încovoiere, M_f, M_φ, momentul de încovoiere creat de o forţă unitară, respectiv un moment unitar plasate în secţiunea în care se calculează deformaţia s_k — porţiune a arborelui pe care variaţia mărimilor M_i, $M_f(M_\varphi)$ şi I este continuă. Pentru legi de variaţie liniare, ale mărimilor M_i şi $M_f(M_\varphi)$ integralele care intervin în calculul deformaţiilor au expresiile

$$\int_0^{S_k} \frac{M_i M_f}{EI} \mathrm{d}x_k = \frac{S_k}{0,294\, E d^4} (2 M_{i1} M_{f1} + M_{i1} M_{f2} + M_{i2} M_{f1} + 2 M_{i2} M_{f2}).$$

Calculul deformaţiilor se va efectua în continuare tabelar (tabelul 29, pentru deformaţiile liniare δ_2 şi δ_3 şi tabelul 30 pentru deformaţiile unghiulare φ_1 şi φ_4).

Rezultă :

$$\delta_2 = \sqrt{\delta_{2H}^2 + \delta_{2V}^2} = \sqrt{(13,17 \cdot 10^{-4})^2 + (16,68 \cdot 10^{-4})^2} = 21,25 \cdot 10^{-4} \text{ mm};$$

$$\delta_3 = \sqrt{\delta_{3H}^2 + \delta_{3V}^2} = \sqrt{(20,8 \cdot 10^{-4})^2 + (18,81 \cdot 10^{-4})^2} = 28 \cdot 10^{-4} \text{ mm}.$$

Se observă că deformaţia maximă,

$$\delta_3 < \delta_a,$$

unde : $\delta_a = (0,01\ldots0,03)\, m = (0,01\ldots0,03)\, 2 = 0,02\ldots0,06$ mm (v. tabelul 28).

Diametrul și lungimea intervalului	Deformația	Legea de variație a momentelor M_i, M_f		$\int_{S_k} \frac{M_i M_f}{EI} dx_k$	
		În plan orizontal	În plan vertical	În plan orizontal	În plan vertical
1	2	3	4	5	6
1 — 7 $d_1 = 70$ mm, $s_1 = 15$ mm	δ_2	M_{f1} … M_{f2} $M_{f1} = 0,\ M_{f2} = M_{f7} = M_f \frac{S_1}{l-b} =$ $= 5,6 \frac{15}{350-70} = 0,3$		$\frac{1,5 \cdot 4135,5 \cdot 0,3}{0,147 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} = 0,025 \cdot 10^{-4}$	$\frac{1,5 \cdot 1836 \cdot 0,3}{0,147 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} =$ $= 0,011 \cdot 10^{-4}$ cm
		M_{i1} … M_{i2} $M_{i1} = 0$ $M_{i2} = M_{i7} = M_{iH3} \frac{s_1}{a} =$ $= 24\,813 \frac{15}{90} =$ $= 4135,5$ daN cm	M_{i1} … M_{i2} $M_{i1} = 0$ $M_{i2} = M_{i7} = M'_{iV3} \frac{s_1}{a} =$ $= 11\,016 \frac{15}{90} \cong$ $\cong 1\,836$ daNcm	$\frac{s_1 M_{i7} M_{f7}}{0,147 \cdot E \cdot d_1^4}$	
	δ_3	M_{f1} … M_{f2} $M_{f1} = 0,\ M_{f2} = M_{f7} = M_f \frac{s_1}{a} =$ $= 6,7 \cdot \frac{15}{90} \cong 1,1$ daNcm		$\frac{1,5 \cdot 4135,5 \cdot 1,1}{0,147 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} =$ $= 0,092 \cdot 10^{-4}$ cm	$\frac{1,5 \cdot 1836 \cdot 1,1}{0,147 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} =$ $= 0,04 \cdot 10^{-4}$ cm

7 – 8 $d_2 = 90$ mm, $s_2 = 25$ mm	δ_2	M_{f1} ▭ M_{f2} $M_{f1} = M_{f7} = 0{,}3$ daN cm, $M_{f2} = M_{f8} = M_f \frac{s_1 + s_2}{l - b} =$ $= 5{,}6 \frac{15 + 25}{350 - 70} = 0{,}8$ daN cm		$\frac{2{,}5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9^4}(2 \cdot 4135{,}5 \cdot 0{,}3 +$ $+ 4135{,}5 \cdot 0{,}8 + 11028 \cdot 0{,}3 +$ $+ 2 \cdot 11028 \cdot 0{,}8) =$ $= 0{,}0165 \cdot 10^{-4}$ cm	$\frac{2{,}5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9^4}(2 \cdot 1836 \cdot 0{,}3 +$ $+ 1836 \cdot 0{,}8 + 4896 \cdot 0{,}3 +$ $+ 2 \cdot 4896 \cdot 0{,}8) =$ $= 0{,}073 \cdot 10^{-4}$ cm
		M_{i1} ▭ M_{i2} $M_{i1} = M_{i7} = 4135{,}5$ daN cm $M_{i2} = M_{i8} = M_{iH3} \frac{s_1 + s_2}{a} =$ $= 24\,813 \frac{15 + 25}{90} \cong$ $\cong 11\,028$ daN cm	M_{i1} ▭ M_{i2} $M_{i1} = M_{i7} = 1836$ daN cm $M_{i2} = M_{i8} = M'_{iV3} \frac{s_1 + s_2}{a} =$ $= 11\,016 \frac{15 + 25}{90} \cong$ $\cong 4\,896$ daN cm	$\frac{s_2}{0{,}294\, E d_2^4}(2M_{i7}M_{f7} + M_{i7}M_{f8} + M_{i8}M_{f7} + 2M_{i8}M_{f8})$	
	δ_3	M_{f1} ▭ M_{f2} $M_{f1} = M_{f7} = 1{,}1$ daN cm, $M_{f2} = M_{f8} = M_f \frac{s_1 + s_2}{a} =$ $= 6{,}7 \frac{15 + 25}{90} \cong 3$ daN cm		$\frac{2{,}5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9^4}(2 \cdot 4135{,}5 \cdot 1{,}1 +$ $+ 4135{,}5 \cdot 3 + 11028 \cdot 1{,}1 +$ $+ 2 \cdot 11028 \cdot 3) =$ $= 0{,}62 \cdot 10^{-4}$ cm	$\frac{2{,}5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9^4}(2 \cdot 1836 \cdot 1{,}1 +$ $+ 1836 \cdot 3 + 4896 \cdot 1{,}1 +$ $+ 2 \cdot 4896 \cdot 3) =$ $= 0{,}27 \cdot 10^{-4}$ cm

Tabelul 29 (continuare)

1	2	3	4	5	6
$8-3$ $d_3 = 96$ mm, $s_3 = 50$ mm	δ_2	M_{f1} … M_{f2} $M_{f1} = M_{f8} = 0{,}8$ daN cm, $M_{f2} = M_{f3} = M_f \dfrac{a}{l-b} =$ $= 5{,}6 \dfrac{90}{350-70} = 1{,}8$ daN cm		$\dfrac{5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9{,}6^4}(2 \cdot 11028 \cdot 0{,}8 +$ $+ 11028 \cdot 1{,}8 + 24813 \cdot 0{,}8 +$ $+ 2 \cdot 24813 \cdot 1{,}8) =$ $= 1{,}4 \cdot 10^{-4}$ cm	$\dfrac{5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9{,}6^4}(2 \cdot 4896 \cdot 0{,}8 +$ $+ 4896 \cdot 1{,}8 + 11016 \cdot 0{,}8 +$ $+ 2 \cdot 11016 \cdot 1{,}8) =$ $= 0{,}62 \cdot 10^{-4}$ cm
		M_{i1} … M_{i2} $M_{i1} = M_{i8} = 11028$ daN cm $M_{i2} = M_{i3} = M_{iH3} =$ $= 24813$ daN cm	M_{i1} … M_{i2} $M_{i1} = M_{i8} = 4896$ daN cm $M_{i2} = M_{i3} = M'_{iV3} =$ $= 11\,016$ daN cm	— $\dfrac{s_3}{0{,}294\, Ed_3^4}(2M_{i8}M_{f8} + M_{i8}M_{f3} + M_{i3}M_{f8} + 2M_{i3}M_{f3})$ —	
	δ_3	M_{f1} … M_{f2} $M_{f1} = M_{f8} \cong 3$ daN cm, $M_{f2} = M_{f3} = 6{,}7$ daN cm		$\dfrac{5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9{,}6^4}(2 \cdot 11028 \cdot 3 +$ $+ 11028 \cdot 6{,}7 + 24813 \cdot 3 +$ $+ 2 \cdot 24813 \cdot 6{,}7) =$ $= 5{,}2 \cdot 10^{-4}$ cm	$\dfrac{5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9{,}6^4}(2 \cdot 4896 \cdot 3 +$ $+ 4896 \cdot 6{,}7 + 11016 \cdot 3 +$ $+ 2 \cdot 11016 \cdot 6{,}7) =$ $= 2{,}3 \cdot 10^{-4}$ cm

3 – 5 $d_4 = 96$ mm, $s_4 = 50$ mm	δ_2	M_{f1} [diagram] M_{f2} $M_{f1} = M_{f3} = 1{,}8$ daN cm, $M_{f2} = M_{f5} = M_f \dfrac{a + \dfrac{B_3}{2}}{l - b} =$ $= 5{,}6 \dfrac{90 + 50}{350 - 70} = 2{,}8$ daN cm M_{i1} [diagram] M_{i2} $M_{i1} = M_{i3} = 24813$ daN cm $M_{i2} = M_{i5} = M_{i3} \dfrac{c - s_4}{c} =$ $= 24813 \dfrac{182 - 50}{182} =$ $= 17996$ daN cm	$\dfrac{5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9{,}6^4}(2 \cdot 24813 \cdot 1{,}8 +$ $+ 24813 \cdot 2{,}8 + 17996 \cdot 1{,}8 +$ $+ 2 \cdot 17996 \cdot 2{,}8) =$ $= 2{,}78 \cdot 10^{-4}$ cm	$\dfrac{5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9{,}6^4}(2 \cdot 15701 \cdot 1{,}8 +$ $+ 15701 \cdot 2{,}8 + 15228 \cdot 1{,}8 +$ $+ 2 \cdot 15228 \cdot 2{,}8) =$ $= 2{,}03 \cdot 10^{-4}$ cm
		M_{i1} [diagram] M_{i2} $M_{i1} = M_{i3} = M''_{iV3} =$ $= 15701$ daN cm $M_{i2} = M_{i5} = M''_{iV3} -$ $-(M''_{iV3} - M''_{iV2}) \dfrac{s_4}{l - a - b} =$ $= 15701 - (15701 - 9902) \cdot$ $\dfrac{50}{350 - 90 - 70} =$ $= 15228$ daN cm	$\dfrac{s_4}{0{,}294\, E d_4^4}(2M_{i3}M_{f3} + M_{i3}M_{f5} + M_{i5}M_{f3} + 2M_{i5}M_{f5})$	
	δ_3	M_{f1} [diagram] M_{f2} $M_{f1} = M_{f3} = 6{,}7$ daN cm, $M_{f2} = M_{f5} = M_f \dfrac{l - a - s_4}{l - a} =$ $= 6{,}7 \dfrac{350 - 90 - 50}{350 - 90} = 5{,}4$ daN cm	$\dfrac{5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9{,}6^4}(2 \cdot 24813 \cdot 6{,}7 +$ $+ 24813 \cdot 5{,}4 + 17996 \cdot 6{,}7 +$ $+ 2 \cdot 17996 \cdot 5{,}4) =$ $= 7{,}45 \cdot 10^{-4}$ cm	$\dfrac{5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9{,}6^4}(2 \cdot 15701 \cdot 6{,}7 +$ $+ 15701 \cdot 5{,}4 + 15228 \cdot 6{,}7 +$ $+ 2 \cdot 15228 \cdot 5{,}4) =$ $= 5{,}35 \cdot 10^{-4}$ cm

Tabelul 29 (continuare)

1	2	3	4	5	6
5 – 6 $d_5 = 90$ mm, $s_5 = 112,5$ mm	δ_2	M_{f1} — M_{f2} $M_{f1} = M_{f5} = 2,8$ daN cm; $M_{f2} = M_{f6} = M_f \dfrac{l - b - \dfrac{B_2}{2}}{l - b} =$ $= 5,6 \dfrac{350 - 70 - 27,5}{350 - 70} = 5$ daN cm		$\dfrac{11,25}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^4 \cdot 9^4}(2 \cdot 17996 \cdot 2,8 +$ $+ 17996 \cdot 5 + 2658,5 \cdot 2,8 +$ $+ 2 \cdot 2658,5 \cdot 5) =$ $= 6,24 \cdot 10^{-4}$ cm	$\dfrac{11,25}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9^4}(2 \cdot 15228 \cdot 2,8 +$ $+ 15228 \cdot 5 + 10741 \cdot 2,8 +$ $+ 2 \cdot 10741 \cdot 5) =$ $= 8,3 \cdot 10^{-4}$ cm
		$M_{i1} = M_{i5} = 17996$ daN cm $M_{i2} = M_{i6} =$ $= M_{i3} \dfrac{c - s_1 - s_5}{c} =$ $= 24813 \dfrac{182 - 50 - 112,5}{182} =$ $= 2658,5$ daN cm	$M_{i1} = M_{i5} = 15228$ daN cm $M_{i2} = M_{i6} = M''_{iV3} -$ $-(M''_{iV3} - M''_{iV2}) \dfrac{s_4 + s_5}{l - a - b} =$ $= 15701 - (15701 - 9902) \cdot$ $\cdot \dfrac{50 + 112,5}{350 - 90 - 70} =$ $= 10741$ daN cm	$\dfrac{s_5}{0,294\, Ed_5^4}(2M_{i5}M_{f5} + M_{i5}M_{f6} + M_{i6}M_{f5} + 2M_{i6}M_{f6})$	
	δ_3	M_{f1} — M_{f2} $M_{f1} = M_{f5} = 5,4$ daN cm; $M_{f2} = M_{f6} = M_f \dfrac{b + \dfrac{B_2}{2}}{l - a} =$ $= 6,7 \dfrac{70 + 27,5}{350 - 90} = 2,5$ daN cm		$\dfrac{11,25}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9^4}\, 2 \cdot 17996 \cdot 5,4 +$ $+ 17996 \cdot 2,5 + 2658,5 \cdot 5,4 +$ $+ 2 \cdot 2658,5 \cdot 2,5) =$ $= 7,41 \cdot 10^{-4}$ cm	$\dfrac{11,25}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9^4}(2 \cdot 15228 \cdot 5,4 +$ $+ 15228 \cdot 2,5 + 10741 \cdot 5,4 +$ $+ 2 \cdot 10741 \cdot 2,5) =$ $= 8,73 \cdot 10^{-4}$ cm

6 — 2 $d_6 = 80$ mm, $s_6 = 27,5$ mm	δ_2	M_{f1} M_{f2} $M_{f1} = M_{f6} = 5$ daN cm, $M_{f2} = M_f = 5,6$ daN cm M_{i1} M_{i2} M_{i1} M_{i2}	$\frac{2,75}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 8^4}(2 \cdot 2658,5 \cdot 5 -$ $- 840 \cdot 5 + 2658,5 \cdot 5,6 -$ $- 2 \cdot 840 \cdot 5,6) =$ $= 0,3 \cdot 10^{-4}$ cm	$\frac{2,75}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 8^4}(2 \cdot 10741 \cdot 5 +$ $+ 10741 \cdot 5,6 + 9902 \cdot 5 +$ $+ 2 \cdot 9902 \cdot 5,6) =$ $= 3,57 \cdot 10^{-4}$ cm
		$M_{i1} = M_{i6} = 2658,5$ daN cm $M_{i2} = M_{iH2} = 840$ daN cm $M_{i1} = M_{i6} = 10741$ daN cm $M_{i2} = M''_{iV2} = 9902$ daN cm	— $\frac{s_6}{0,294\, E d_6^4}(2M_{i6}M_{f6} + M_{i6}M_{f2} + M_{i2}M_{f6} + 2M_{i2}M_{f2})$ —	
	δ_3	M_{f1} M_{f2} $M_{f1} = M_{f6} = 2,5$ daN cm, $M_{f2} = M_f \frac{b}{l-a} =$ $= 6,7 \frac{70}{350 - 90} = 1,8$ daN cm	$\frac{2,75}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 8^4}(2 \cdot 2658,5 \cdot 2,5 +$ $+ 2658,5 \cdot 1,8 - 840 \cdot 2,5 -$ $- 2 \cdot 840 \cdot 1,8) =$ $= 0,14 \cdot 10^{-4}$ cm	$\frac{2,75}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 8^4}(2 \cdot 10741 \cdot 2,5 +$ $+ 10741 \cdot 1,8 + 9902 \cdot 2,5 +$ $+ 2 \cdot 9902 \cdot 1,8) =$ $= 1,45 \cdot 10^{-4}$ cm

Tabelul 29 (continuare)

1	2	3	4	5	6
2 – 9 $d_7 = 80$ mm, $s_7 = 27{,}5$ mm	δ_2	M_{f1} ▭ M_{f2} $M_{f1} = 5{,}6$ daN cm, $M_{f2} = M_{f9} = M_f \dfrac{b - \dfrac{B_2}{2}}{b} =$ $= 5{,}6 \dfrac{70 - 27{,}5}{70} = 3{,}4$ daN·cm		$\dfrac{2{,}75}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 8^4}(-2 \cdot 840 \cdot 5{,}6 -$ $- 840 \cdot 3{,}4 - 510 \cdot 5{,}6 -$ $- 2 \cdot 510 \cdot 3{,}4) =$ $= - 0{,}2 \cdot 10^{-4}$ cm	$\dfrac{2{,}75}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 8^4}(2 \cdot 5940 \cdot 5{,}6 +$ $+ 5940 \cdot 3{,}4 + 3612{,}5 \cdot 5{,}6 +$ $+ 2 \cdot 3612{,}5 \cdot 3{,}4) =$ $= 1{,}42 \cdot 10^{-4}$ cm
		M_{i1} ▭ M_{i2} $M_{i1} = M_{iH2} = - 840$ daN cm $M_{i2} = M_{i9} = M_{iH2} \dfrac{b - s_7}{b} =$ $= - 840 \dfrac{70 - 27{,}5}{70} =$ $= 510$ daN cm	M_{i1} ▭ M_{i2} $M_{i1} = M'_{iV2} = 5950$ daN cm $M_{i2} = M_{i9} = M'_{iV2} \dfrac{b - s_7}{b} =$ $= 5950 \dfrac{70 - 27{,}5}{70} =$ $= 3612{,}5$ daN·cm	$\dfrac{s_7}{0{,}294\, E d_7^4}(2M_{i1}M_{f1} + M_{i1}M_{f9} + M_{i9}M_{f1} + 2M_{i9}M_{f9})$	
	δ_3	M_{f1} ▭ M_{f2} $M_{f1} = 1{,}8$ daN·cm ; $M_{f2} = M_{f9} = M_f \dfrac{b - s_7}{l - a} =$ $= 6{,}7 \dfrac{70 - 27{,}5}{350 - 90} = 1{,}1$ daN·cm		$\dfrac{2{,}75}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 8^4}(-2 \cdot 840 \cdot 1{,}8 -$ $- 840 \cdot 1{,}1 - 510 \cdot 1{,}8 -$ $- 2 \cdot 510 \cdot 1{,}1) =$ $= - 0{,}065 \cdot 10^{-4}$ cm	$\dfrac{2{,}75}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 8^4}(2 \cdot 5940 \cdot 1{,}8 +$ $+ 5940 \cdot 1{,}1 + 3612{,}5 \cdot 1{,}8 +$ $+ 2 \cdot 3612{,}5 \cdot 1{,}1) =$ $=0{,}46 \cdot 10^{-4}$ cm

			$\frac{s_8 M_{i9} M_{f9}}{0{,}147 \cdot E \cdot d_8^4}$	
9 — 4 $d_8 = 70$ mm, $s_8 = 40$ m	δ_2	M_{f1} … M_{f2} $M_{f1} = M_{f9} = 3{,}4$ daN cm, $M_{f2} = 0$ M_{i1} … M_{i2}: $M_{i1} = M_{i9} = -510$ daN cm, $M_{i2} = M_{i4} = 0$ M_{i1} … M_{i2}: $M_{i1} = M_{i9} = 3612{,}5$ daN cm, $M_{i2} = M_{i4} = 0$	$\frac{4\,(-510)\,3{,}4}{0{,}147 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} = -0{,}09 \cdot 10^{-4}$ cm	$\frac{4 \cdot 3612{,}5 \cdot 3{,}4}{0{,}147 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} = 0{,}66 \cdot 10^{-4}$ cm
	δ_3	M_{f1} … M_{f2} $M_{f1} = M_{f9} = 1{,}1$ daN cm, $M_{f2} = M_{f4} = 0$	$\frac{4 \cdot (-510) \cdot 1{,}1}{0{,}147 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} = -0{,}03 \cdot 10^{-4}$ cm	$\frac{4 \cdot 3612{,}5 \cdot 1{,}1}{0{,}147 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} = 0{,}21 \cdot 10^{-4}$ cm
Σ	$\delta_{2H,V}$		$13{,}17 \cdot 10^{-4}$ cm	$16{,}68 \cdot 10^{-4}$ cm
	$\delta_{3H,V}$		$20{,}8 \cdot 10^{-4}$ cm	$18{,}81 \cdot 10^{-4}$ cm

Tabelul 30

Diametrul și lungimea intervalului	Deformația	Legea de variație a momentelor M_i și M_φ		$\int_{s_k} \frac{M_i M_\varphi}{EI} dx_k$	
		În plan orizontal	În plan vertical	În plan orizontal	în plan vertical
1	2	3	4	5	6
$1-7$ $d_1 = 70$ mm, $s_1 = 15$ mm	φ_1	$M_{\varphi1}$, $M_{\varphi2}$ $M_{\varphi1} = M = 1,$ $M_{\varphi2} = M_{\varphi7} = M \frac{l - s_1}{l} =$ $= 1 \frac{350 - 15}{350} = 0{,}957$		$\frac{s_1 M_{i7}}{0{,}294\, E d_1^4}(M_{\varphi1} + 2M_{\varphi7})$	
				$\frac{1{,}5 \cdot 4135{,}5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 7^4}(1+2 \cdot 0{,}957) =$ $= 12{,}2 \cdot 10^{-6}$	$\frac{1{,}5 \cdot 1836}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 7^4}(1+2 \cdot 0{,}957) =$ $= 5{,}4 \cdot 10^{-6}$
		M_{i1}, M_{i2} $M_{i1} = 0$ $M_{i2} = M_{i7} = 4135{,}5$ daN cm	M_{i1}, M_{i2} $M_{i1} = 0$ $M_2 = 1836$ daN · cm		
	φ_4	$M_{\varphi1}$, $M_{\varphi2}$ $M_{\varphi1} = 0,$ $M_{\varphi2} = M_{\varphi7} = M \frac{s_1}{l} =$ $= 1 \frac{15}{350} = 0{,}043$		$\frac{s_1 M_{i7} M_{\varphi7}}{0{,}147 \cdot E \cdot d_1^4}$	
				$\frac{1{,}5 \cdot 4135{,}5 \cdot 0{,}043}{0{,}147 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} =$ $= 0{,}36 \cdot 10^{-6}$	$\frac{1{,}5 \cdot 1836 \cdot 0{,}043}{0{,}147 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} =$ $= 0{,}16 \cdot 10^{-6}$

7 – 8, $d_2 = 90$ mm, $s_2 = 25$ mm	φ_1	$M_{\varphi 1}$ … $M_{\varphi 2}$ $M_{\varphi 1} = M_{\varphi 7} = 0{,}957,\ M_{\varphi 2} = M_{\varphi 8} = M\,\frac{l - s_1 - s_2}{l} = 1\,\frac{350 - 15 - 25}{350} = 0{,}886$	$\frac{2{,}5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9^4}(2 \cdot 4135{,}5 \times 0{,}957 + 4135{,}5 \cdot 0{,}886 + 11028 \cdot 0{,}957 + 2 \cdot 11028 \times 0{,}886) = 25{,}72 \cdot 10^{-6}$	$\frac{2{,}5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9^4}(2 \cdot 1836 \cdot 0{,}957 + 1836 \cdot 0{,}886 + 4896 \cdot 0{,}957 + 2 \cdot 4896 \cdot 0{,}886) = 11{,}42 \cdot 10^{-6}$
		M_{i1} … M_{i2}: $M_{i1} = M_{i7} = 4135{,}5$ daN cm, $M_{i2} = M_{i8} = 11028$ daN cm | M_{i1} … M_{i2}: $M_{i1} = M_{i7} = 1836$ daN cm, $M_{i2} = M_{i8} = 4896$ daN cm	$\frac{s_2}{0{,}294\,Ed_2^4}(2M_{i7}M_{\varphi 7} + M_{i7}M_{\varphi 8} + M_{i8}M_{\varphi 7} + 2M_{i8}M_{\varphi 8})$	
	φ_4	$M_{\varphi 1}$ … $M_{\varphi 2}$ $M_{\varphi 1} = M_{\varphi 7} = 0{,}043,\ M_{\varphi 2} = M_{\varphi 8} = M\,\frac{s_1 + s_2}{l} = 1\,\frac{15 + 25}{350} = 0{,}114$	$\frac{2{,}5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9^4}(2 \cdot 4135{,}5 \times 0{,}043 + 4135{,}5 \cdot 0{,}114 + 11028 \cdot 0{,}043 + 2 \cdot 11028 \times 0{,}114) = 2{,}36 \cdot 10^{-6}$	$\frac{2{,}5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9^4}(2 \cdot 1836 \cdot 0{,}043 + 1836 \cdot 0{,}114 + 4896 \cdot 0{,}043 + 2 \cdot 4896 \cdot 0{,}114) = 1{,}05 \cdot 10^{-6}$
8 – 3, $d_3 = 96$ mm, $s_3 = 50$ mm	φ_1	$M_{\varphi 1}$ … $M_{\varphi 2}$ $M_{\varphi 1} = M_{\varphi 8} = 0{,}886,\ M_{\varphi 2} = M_{\varphi 3} = M\,\frac{l - a}{l} = 1\,\frac{350 - 90}{350} = 0{,}743$	$\frac{5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9{,}6^4}(2 \cdot 11028 \times 0{,}886 + 11028 \cdot 0{,}743 + 24813 \cdot 0{,}886 + 2 \cdot 24813 \times 0{,}743) = 82{,}6 \cdot 10^{-6}$	$\frac{5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9{,}6^4}(2 \cdot 4896 \times 0{,}886 + 4896 \cdot 0{,}743 + 11016 \times 0{,}886 + 2 \cdot 11016 \cdot 0{,}743) = 36{,}7 \cdot 10^{-6}$
		M_{i1} … M_{i2}: $M_{i1} = M_{i8} = 11028$ daNcm, $M_{i2} = M_{i3} = 24813$ daNcm | M_{i1} … M_{i2}: $M_{i1} = M_{i8} = 4896$ daN cm, $M_{i2} = M_{i3} = 11016$ daN cm	$\frac{s_3}{0{,}294\,Ed_3^4}(2M_{i8}M_{\varphi 8} + M_{i8}M_{\varphi 3} + M_{i3}M_{\varphi 8} + 2M_{i3}M_{\varphi 3})$	
	φ_4	$M_{\varphi 1}$ … $M_{\varphi 2}$ $M_{\varphi 1} = M_{\varphi 8} = 0{,}114,\ M_{\varphi 2} = M_{\varphi 3} = M\,\frac{a}{l} = 1\,\frac{90}{350} = 0{,}257$	$\frac{5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9{,}6^4}(2 \cdot 11028 \times 0{,}114 + 11028 \cdot 0{,}257 + 24813 \cdot 0{,}114 + 2 \cdot 24813 \times 0{,}257) = 20{,}0 \cdot 10^{-6}$	$\frac{5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9{,}6^4}(2 \cdot 4896 \times 0{,}114 + 4896 \cdot 0{,}257 + 11016 \cdot 0{,}114 + 2 \cdot 11016 \times 0{,}257) = 8{,}86 \cdot 10^{-6}$

1	2	3	4	5	6
$3-5$, $d_4 = 96$ mm, $s_4 = 50$ mm	φ_1	$M_{\varphi 1}$ … $M_{\varphi 2}$ $M_{\varphi 1} = M_{\varphi 3} = 0{,}743$, $M_{\varphi 2} = M_{\varphi 5} = M \dfrac{l - a - \dfrac{B_3}{2}}{l} =$ $= 1 \dfrac{350 - 90 - 50}{350} = 0{,}6$		$\dfrac{5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9{,}6^4}(2 \cdot 24813 \times$ $\times 0{,}743 + 24813 \cdot 0{,}6 + 17996 \times$ $\times 0{,}743 + 2 \cdot 17996 \cdot 0{,}6) =$ $= 82{,}7 \cdot 10^{-6}$	$\dfrac{5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9{,}6^4}(2 \cdot 15701 \times$ $\times 0{,}743 + 15701 \cdot 0{,}6 + 15228 \times$ $\times 0{,}743 + 2 \cdot 15228 \cdot 0{,}6) =$ $= 59{,}44 \cdot 10^{-6}$
		M_{i1} … M_{i2} $M_{i1} = M_{i3} = 24813$ daN cm $M_{i2} = M_{i5} = 17996$ daN cm	M_{i1} … M_{i2} $M_{i1} = M_{i3} = 15701$ daN cm $M_{i2} = M_{i5} = 15228$ daN cm	$\dfrac{s_4}{0{,}294\, Ed_4^4}(2M_{i3}M_{\varphi 5} + M_{i3}M_{\varphi 5} + M_{i5}M_{\varphi 3} + 2M_{i5}M_{\varphi 5})$	
	φ_4	$M_{\varphi 1}$ … $M_{\varphi 2}$ $M_{\varphi 1} = M_{\varphi 3} = 0{,}257$, $M_{\varphi 2} = M_{\varphi 5} = M \dfrac{a + \dfrac{B_3}{2}}{l} =$ $= 1 \dfrac{90 + 50}{350} = 0{,}4$		$\dfrac{5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9{,}6^4}(2 \cdot 24813 \times$ $\times 0{,}257 + 24813 \cdot 0{,}4 + 17996 \times$ $\times 0{,}257 + 2 \cdot 17996 \cdot 0{,}4) =$ $= 39{,}76 \cdot 10^{-6}$	$\dfrac{5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9{,}6^4}(2 \cdot 15701 \times$ $\times 0{,}257 + 15701 \cdot 0{,}4 + 15228 \times$ $\times 0{,}257 + 2 \cdot 15228 \cdot 0{,}4) =$ $= 29{,}0 \cdot 10^{-6}$
$5-6$, $d_5 = 90$ mm, $s_5 = 112{,}5$ mm	φ_1	$M_{\varphi 1}$ … $M_{\varphi 2}$ $M_{\varphi 1} = M_{\varphi 5} = 0{,}6$, $M_{\varphi 2} = M_{\varphi 6} = M \dfrac{b + \dfrac{B_2}{2}}{l} =$ $= 1 \dfrac{70 + 27{,}5}{350} = 0{,}279$		$\dfrac{11{,}25}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9^4}(2 \cdot 17996 \cdot 0{,}6 +$ $+ 17996 \cdot 0{,}279 + 2658{,}5 \times$ $\times 0{,}6 + 2 \cdot 2658{,}5 \cdot 0{,}279) =$ $= 68{,}52 \cdot 10^{-6}$	$\dfrac{11{,}25}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9^4}(2 \cdot 15228 \cdot 0{,}6 +$ $+ 15228 \cdot 0{,}279 + 10741 \times$ $\times 0{,}6 + 2 \cdot 10741 \cdot 0{,}279) =$ $= 97{,}1 \cdot 10^{-6}$
		M_{i1} … M_{i2} $M_{i1} = M_{i5} = 17996$ daN cm $M_{i2} = M_{i6} = 2658{,}5$ daN cm	M_{i1} … M_{i2} $M_{i1} = M_{i5} = 15228$ daN cm $M_{i2} = M_{i6} = 10741$ daN cm	$\dfrac{s_5}{0{,}294\, Ed_5^4}(2M_{i5}M_{\varphi 5} + M_{i5}M_{\varphi 6} + M_{i6}M_{\varphi 5} + 2M_{i6}M_{\varphi 6})$	
	φ_4	$M_{\varphi 1}$ … $M_{\varphi 2}$ $M_{\varphi 1} = M_{\varphi 5} = 0{,}4$, $M_{\varphi 2} = M_{\varphi 6} = M \dfrac{l - b - \dfrac{B_2}{2}}{l} =$ $= 1 \dfrac{350 - 70 - 27{,}5}{350} = 0{,}721$		$\dfrac{11{,}25}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9^4}(2 \cdot 17996 \cdot 0{,}4 +$ $+ 17996 \cdot 0{,}721 + 2658{,}5 \times$ $\times 0{,}4 + 2 \cdot 2658{,}5 \cdot 0{,}721) =$ $= 89{,}6 \cdot 10^{-6}$	$\dfrac{11{,}25}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 9^4}(2 \cdot 15228 \cdot 0{,}4 +$ $+ 15228 \cdot 0{,}721 + 10741 \times$ $\times 0{,}4 + 2 \cdot 10741 \cdot 0{,}721) =$ $= 119{,}27 \cdot 10^{-6}$

6 — 2 $d_6 = 80$ mm, $s_6 = 27{,}5$ mm	φ_1	$M_{\varphi1}$ … $M_{\varphi2}$ $M_{\varphi1} = M_{\varphi6} = 0{,}279,\quad M_{\varphi2} = M\frac{b}{l} = 1\frac{70}{350} = 0{,}2$	$\frac{2{,}75}{0{,}294\cdot 2{,}1\cdot 10^6\cdot 8^4}(2\cdot 2658{,}5\times$ $\times 0{,}279 + 2658{,}5\cdot 0{,}2 - 840\times$ $\times 0{,}279 - 2\cdot 840\cdot 0{,}2) =$ $= 1{,}57\cdot 10^{-6}$	$\frac{2{,}75}{0{,}294\cdot 2{,}1\cdot 10^6\cdot 8^4}(2\cdot 10741\times$ $\times 0{,}279 + 10741\cdot 0{,}2 + 9902\times$ $\times 0{,}279 + 2\cdot 9902\cdot 0{,}2) =$ $= 16{,}16\cdot 10^{-6}$
		M_{i1} … M_{i2} $M_{i1} = M_{i6} = 2658{,}5$ daN cm $M_{i2} = -840$ daN cm M_{i1} … M_{i2} $M_{i1} = M_{i6} = 10741$ daN cm $M_{i2} = 9902$ daN cm	— $\frac{s_6}{0{,}294\,Ed_6^4}(2M_iM_{\varphi6} + M_{i6}M_{\varphi2} + M_{i2}M_{\varphi6} + 2M_{i2}M_{\varphi2})$	
	φ_4	$M_{\varphi1}$ … $M_{\varphi2}$ $M_{\varphi1} = M_{\varphi6} = 0{,}721,\quad M_{\varphi2} = M\frac{l-b}{l} =$ $= 1\frac{350 - 70}{350} = 0{,}8$	$\frac{2{,}75}{0{,}294\cdot 2{,}1\cdot 10^6\cdot 8^4}(2\cdot 2658{,}5\times$ $\times 0{,}721 + 2658{,}5\cdot 0{,}8 - 840\times$ $\times 0{,}721 - 2\cdot 840\cdot 0{,}8) =$ $= 4{,}36\cdot 10^{-6}$	$\frac{2{,}75}{0{,}294\cdot 2{,}1\cdot 10^6\cdot 8^4}(2\cdot 10741\times$ $\times 0{,}721 + 10741\cdot 0{,}8 + 9902\times$ $\times 0{,}721 + 2\cdot 9902\cdot 0{,}8) =$ $= 51{,}18\cdot 10^{-6}$
2 — 9 $d_7 = 80$ mm, $s_7 = 27{,}5$ mm	φ_1	$M_{\varphi1}$ … $M_{\varphi2}$ $M_{\varphi1} = 0{,}2,\quad M_{\varphi2} = M_{\varphi9} = M\frac{b - s_7}{l} =$ $= 1\frac{70 \quad 27{,}5}{350} = 0{,}121$	$\frac{2{,}75}{0{,}294\cdot 2{,}1\cdot 10^6\cdot 8^4}(-2\cdot 840\cdot 0{,}2 -$ $- 840\cdot 0{,}121 - 510\cdot 0{,}2 -$ $- 2\cdot 510\cdot 0{,}121) =$ $= -0{,}72\cdot 10^{-6}$	$\frac{2{,}75}{0{,}294\cdot 2{,}1\cdot 10^6\cdot 8^4}(2\cdot 5950\cdot 0{,}2 +$ $+ 5950\cdot 0{,}121 + 3612{,}5\cdot 0{,}2 +$ $+ 2\cdot 3612{,}5\cdot 0{,}121) =$ $= 5{,}11\cdot 10^{-6}$
		M_{i1} … M_{i2} $M_{i1} = -840$ daN cm $M_{i2} = M_{i9} = -510$ daN cm M_{i1} … M_{i2} $M_{i1} = 5950$ daN cm $M_{i2} = M_{i9} = 3612{,}5$ daN cm	— $\frac{s_7}{0{,}294E\cdot d_7^4}(2M_{i1}M_{\varphi1} + M_{i1}M_{\varphi9} + M_{i9}M_{\varphi1} + 2M_{i9}M_{\varphi9})$ —	
	φ_4	$M_{\varphi1}$ … $M_{\varphi2}$ $M_{\varphi1} = 0{,}8,\quad M_{\varphi2} = M_{\varphi9} = M\frac{l - b + s_7}{l} =$ $= 1\frac{350 - 70 + 27{,}5}{350} = 0{,}879$	$\frac{2{,}75}{0{,}294\cdot 2{,}1\cdot 10^6\cdot 8^4}(-2\cdot 840\cdot 0{,}8 -$ $- 840\cdot 0{,}879 - 510\cdot 0{,}8 -$ $- 2\cdot 510\cdot 0{,}879) =$ $= -3{,}68\cdot 10^{-6}$	$\frac{2{,}75}{0{,}294\cdot 2{,}1\cdot 10^6\cdot 8^4}(2\cdot 5950\cdot 0{,}8 +$ $+ 5950\cdot 0{,}879 + 3612{,}5\cdot 0{,}8 +$ $+ 2\cdot 3612{,}5\cdot 0{,}879) =$ $= 26{,}08\cdot 10^{-6}$

Tabelul 30 (continuare)

1	2	3	4	5	6
9 – 4 $d_8 = 70$ mm, $s_8 = 40$ mm	φ_1	$M_{\varphi1}$, $M_{\varphi2}$ $M_{\varphi1} = M_{\varphi9} = 0{,}121, \quad M_{\varphi2} = 0$		$\frac{s_8\, M_{i9} M_{\varphi9}}{0{,}147\, E d_8^4}$ $\frac{-4 \cdot 510 \cdot 0{,}121}{0{,}147 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} = -0{,}33 \cdot 10^{-6}$	$\frac{4 \cdot 3612{,}5 \cdot 0{,}121}{0{,}147 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} = 2{,}36 \cdot 10^{-6}$
		M_{i1}, M_{i2} $M_{i1} = M_{i9} = -510$ daN cm $M_{i2} = M_{i4} = 0$	M_{i1}, M_{i2} $M_{i1} = M_{i9} = 3612{,}5$ daN,cm $M_{i2} = M_{i4} = 0$		
	φ_4	$M_{\varphi1}$, $M_{\varphi2}$ $M_{\varphi1} = M_{\varphi9} = 0{,}879, \quad M_{\varphi2} = M_{\varphi4} = 1$		$\frac{s_8 M_{i9}}{0{,}294\, E d_8^4}(2M_{\varphi9} + M_{\varphi2})$ $\frac{-4 \cdot 510}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 7^4}(2 \cdot 0{,}879 + 1) = -3{,}76 \cdot 10^{-6}$	$\frac{4 \cdot 3612{,}5}{0{,}294 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 7^4}(2 \cdot 0{,}879 + 1) = 26{,}88 \cdot 10^{-6}$
Σ	$\varphi_{1H,V}$			$272{,}26 \cdot 10^{-6}$	$233{,}69 \cdot 10^{-6}$
	$\varphi_{4H,V}$			$149 \cdot 10^{-6}$	$261{,}88 \cdot 10^{-6}$

Rezultă:

$$\varphi_1 = \sqrt{\varphi_{1H}^2 + \varphi_{1V}^2} = \sqrt{(2,72 \cdot 10^{-4})^2 + (2,34 \cdot 10^{-4})^2} = 3,58 \cdot 10^{-4};$$

$$\varphi_4 = \sqrt{\varphi_{4H}^2 + \varphi_{4V}^2} = \sqrt{(1,49 \cdot 10^{-4})^2 + (2,62 \cdot 10^{-4})^2} = 3,01 \cdot 10^{-4}.$$

Se observă că unghiul maxim de deformație

$$\varphi_1 < \varphi_a,$$

unde: $\varphi_a = 1,7 \cdot 10^{-3}$, pentru tipul de lagăr adoptat (v. tabelul 28).

189 Arborele roții intermediare — folosită pentru schimbarea sensului de rotație — din cutia de viteză a unei mașini-unelte de găurit are dimensiunile indicate în figura 130. Roata dințată montată pe acest arbore are $z_2 = 31$, $m = 4$ mm, fiind în angrenare cu roata dințată conducătoare ($z_1 = 15$, $n_1 = 1000$ rot/min) și cu roata condusă z_3 (fig. 130, *b*). Puterea

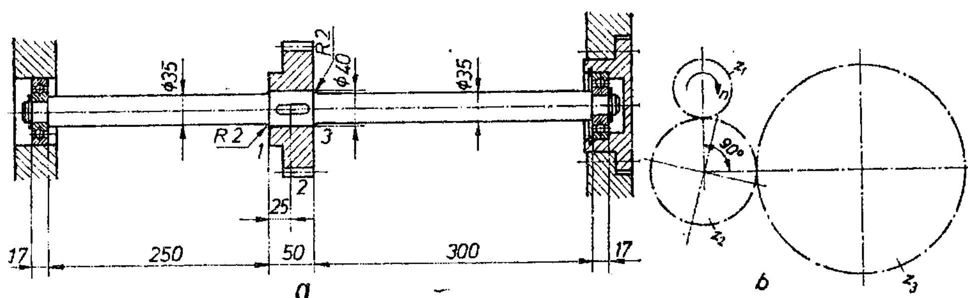


Fig. 130

transmisă de cutia de viteze este $P = 2,5$ kW, materialul arborelui fiind OLC 45. Să se verifice arborele la solicitările de încovoiere și oboseală, în secțiunile *1*, *2* și *3*.

190 Să se verifice arborele intermediar al reductorului din figura 126, caracteristicile reductorului fiind cele prezentate la problema nr. 187; materialul arborelui OLC 45. Diametrul de divizare mediu al roții conice este $D_{dm2} = 120$ mm. Roata dințată cilindrică — executată din același material cu arborele — are $z_3 = 30$ și $m = 3,5$ mm. Să se verifice arborele — la solicitarea compusă — în secțiunile *1* și *2* și la oboseală — în secțiunile *3* și *4*.

191 Arborele de ieșire al reductorului din figura 126 este legat — de transmisia din care face parte — printr-o transmisie prin curele trapezoidale. Poziția transmisiei prin curele — în raport cu angrenajul cilindric al reductorului — este prezentată în figura 131. Forțele din cele două ramuri ale curelei sînt $S_1 = 6850$ daN și $S_2 = 2870$ daN. Materialul arborelui OL 60. Să se verifice arborele la solicitarea compusă — în secțiunea *1* și la oboseală — în secțiunea *2*.

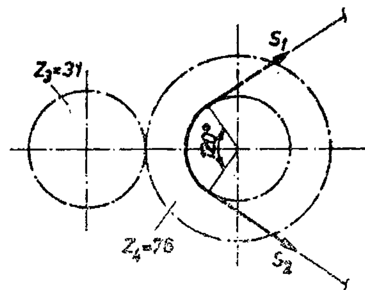


Fig. 131

192 Arborele de intrare al reductorului coaxial din figura 128, este antrenat de un electromotor, prin intermediul unui cuplaj. Să se verifice arborele la solicitarea compusă în secțiunea *1* și la oboseală în secțiunea *2*, elementele necesare pentru calcul fiind cele precizate la problema nr. 188 și în figura 128. Se cunosc, de asemenea, diametrul de rostogolire al roții *1*, $D_1 = 104$ mm și diametrul interior $D_{i1} = 95{,}75$ mm; materialul arborelui 40 C 10.

193 Arborele de ieșire al reductorului din fig. 128 transmite mișcarea — transmisiei din care face parte — prin intermediul unui cuplaj elastic. Diametrul de rostogolire al roții dințate montată pe acest arbore este $D_1 = 294$ mm. Materialul arborelui OL 60. Să se verifice arborele la solicitare compusă și la oboseală în secțiunea *1*.

14

FUSURI ŞI PIVOŢI

Fusurile, respectiv pivoţii sînt elemente componente ale osiilor şi arborilor — în contact cu lagărele — care asigură rezemarea acestora. Fusurile se clasifică în : *radiale,* la care sarcina este perpendiculară pe axa arborelui ; *axiale-pivoţi,* la care sarcina acţionează în lungul axei arborelui ; *combinate,* sarcina acţionînd în ambele direcţii [27, 52].

Fusurile se calculează în funcţie de tipul acestora. Se efectuează un calcul simplificat, cu rezultate mulţumitoare, valorile rezistenţelor admisibile fiind deduse din practică. Se adoptă următoarele ipoteze : coeficientul de frecare este constant *) ; nu se ţine seama de capacitatea portantă a peliculei de lubrifiant ; nu se ţine seama de calitatea şi vîscozitatea lubrifiantului.

NOTAŢII FOLOSITE

d, d_m — diametrul, respectiv diametrul mediu al fusului ;
d_e, d_i — diametrul exterior, respectiv interior la fusurile şi pivoţii inelari ;
F, F_a — forţa radială, respectiv axială, care solicită fusul ;
h — grosimea gulerului (pentru fusuri canelate, pivoţi canelaţi) ;
l — lungimea fusului (pentru fusuri radiale) ;
M_f — momentul de frecare la suprafeţele în contact (daN · cm) ;
p_m, p_a — presiunea medie de contact, respectiv presiunea de contact admisibilă (daN/cm^2) ;
P_f, P_{fsp} — puterea pierdută prin frecare (în kW), respectiv puterea specifică pierdută prin frecare, (daN · m/cm^{2}s) ;
β_k — coeficientul efectiv de concentrare ;
ε, γ — factorul dimensional, respectiv coeficientul de calitate al suprafeţei ;
σ_a — amplitudinea ciclului de solicitare ;
σ_i, σ_{ai} — efortul de încovoiere, respectiv rezistenţa admisibilă (daN/cm^2) ;
σ_{-1} — rezistenţa la oboseală, pentru ciclul simetric.

RELAŢIILE ŞI METODICA DE CALCUL

Fusurile se dimensionează, sau se verifică — în funcţie de elementele cunoscute — cu relaţiile indicate în tabelele 31 şi 33. Cazurile posibile de rezolvare sînt prezentate în tabelele 32 (pentru fusurile radiale) şi 34 (pentru fusurile axiale) [27].

*) Independent de viteză.

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul fusurilor radiale [22, 27]

Schema de calcul	Calculul de rezistență		Momente și puteri de frecare. Verificarea la încălzire	Valori orientative
	Dimensionare	Verificare		
Fus cilindric	— secțiune plină $d = \sqrt[3]{\frac{Fl}{0,2\sigma_{ai}}}$; sau $d = \sqrt{\frac{F}{0,2\sigma_{ai}}\left(\frac{l}{d}\right)}$ — secțiune tubulară (inelară) $d_e = \sqrt[3]{\frac{Fl}{0,2(1-k_d^4)\sigma_{ai}}}$ sau $d_e = \sqrt{\frac{F}{0,2(1-k_d^4)}\left(\frac{l}{d_e}\right)\frac{1}{\sigma_{ai}}}$, unde $k_d = \frac{d_i}{d_e}$. Pentru ambele tipuri de secțiuni $d = \sqrt{\frac{F}{p_m\left(\frac{l}{d}\right)}}$ *Obs.* pentru secțiunea tubulară se înlocuiește d cu d_e.	— la presiunea de contact $p_m = \frac{F}{dl} \leqslant p_a$; — la încovoiere secțiune plină $\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{16Fl}{\pi d^3} \leqslant \sigma_{ai}$; secțiune tubulară $\sigma_i = \frac{16Fl}{\pi d_e^3(1-k_d^4)} \leqslant \sigma_{ai}$; la oboseală $c = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma}\sigma_a}$; r_f, d — v. tabelul AI—17; β_k — v. tabelul AI—10; ε — v. tabelul AI—14; γ — v.tabelul AI—15.	— puterea specifică pierdută prin frecare $P_{fsp} = \mu\,(p_m v)$ [daN · m/cm² · s] unde: $v = \frac{\pi d n}{60\,000}$ [m/s], d, în mm; n, în rot/min. — verificarea la încălzire $p_m v \leqslant (p_m v)_a$; $(p_m v)_a$ — din tabelul AII—15	$\frac{l}{d} = 0,3\ldots0,5\ldots1,2\ldots1,8$; $p_a = 10\ldots100$ daN/cm² și după tabelul AI—16; σ_{ai} — v. tabelul AII—14.
fus sferic	— la încovoiere $d_0 = \sqrt{\frac{Fl}{0,2\sigma_{ai}}}$; — la presiunea de contact $d_m = \sqrt{\frac{F}{\varphi p_m}}$; unde: $\varphi = \frac{l}{d_m}$	— la presiunea de contact $p_m = \frac{F}{\varphi d_m^2} = \frac{F}{l d_m} \leqslant p_a$; — la încovoiere $\sigma_i = \frac{Fl}{0,2 d_0^3} \leqslant \sigma_{ai}$; — la oboseală $c = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma}\sigma_a}$.	— puterea specifică pierdută prin frecare $P_{fsp} = \mu\,(p_m v)$ [daN · m/cm² · s] unde: $v = \frac{\pi d n}{60\,000}$ [m/s], d, în mm; n, în rot/min; — încălzire $p_m v \leqslant (p_m v)_a$.	$d_0 \approx 0,6d$; $\varphi \approx 0,7$; $d_m \approx 0,9\,d$.

Cazurile posibile în calculul fusurilor radiale

Tipul fusului		Elementele date		Elementele care se calculează	Elementele care se verifică*)
fus cilindric	secțiune plină	$F,\ d,\ l$	n	—	$p_m \leqslant p_a$ $\sigma_i \leqslant \sigma_{ai}$ $p_m v \leqslant (p_m v)_a$
			$p_a\ ;\ (p_m v)_a$	n	$\sigma_i \leqslant \sigma_{ai}$
		$F,\ l,\ \sigma_{ai},\ n$		d	$p_m \leqslant p_a$ $p_m v \leqslant (p_m v)_a$
		$F,\ \left(\frac{l}{d}\right),\ n$	σ_{ai}	$d,\ l$	
			p_a		$\sigma_i \leqslant \sigma_{ai}$ $p_m v \leqslant (p_m v)_a$
	secțiune tubulară (inelară)	$F,\ d_e,\ d_i,\ l$	n	—	$p_m \leqslant p_a$ $\sigma_i \leqslant \sigma_{ai}$ $p_m v \leqslant (p_m v)_a$
			$p_a,\ (p_m v)_a$	n	$\sigma_i \leqslant \sigma_{ai}$
		$F,\ l,\ k_d,\ \sigma_{ai},\ n$		$d_e,\ d_i$	$p_m \leqslant p_a$ $p_m v \leqslant (p_m v)_a$
		$F,\ \left(\frac{l}{d_e}\right),\ k_d$	$\sigma_{ai},\ n$	$d_e,\ d_i,\ l$	
			$p_a,\ n$		$\sigma_i \leqslant \sigma_{ai}$ $p_m v \leqslant (p_m v)_a$
			$p_a,\ (p_m v)_a$	$d_e,\ d_i,\ n$	$\sigma_i \leqslant \sigma_{ai}$
fus sferic		$F,\ d_0,\ l$	n	—	$p_m \leqslant p_a$ $\sigma_i \leqslant \sigma_{ai}$ $p_m v \leqslant (p_m v)_a$
			$(p_m v)_a$	n	$p_m \leqslant p_a$ $\sigma_i \leqslant \sigma_{ai}$
		$F,\ \varphi,\ p_a$	n	$d_m,\ l$	$\sigma_i \leqslant \sigma_{ai}$ $p_m v \leqslant (p_m v)_a$
			$(p_m v)_a$	$d_m,\ l,\ n$	$\sigma_i \leqslant \sigma_{ai}$

*) La toate fusurile se efectuează și o verificare la oboseală, admițînd o trecere de diametru, conform tabelului AI–10

Notă: $d,\ d_m,\ d_0$ — cu valorile orientative din tabelul 31

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul fusurilor axiale (pivoți) [22, 27]

Tipul pivotului și schema de calcul	Calculul de rezistență	Puterea specifică pierdută prin frecare. Puterea pierdută prin frecare. Verificare la încălzire.	
Circular plin	$p_m = \frac{4F_a}{\pi d^2} \leqslant p_a$, p_a, v. tabelul AII–16	$P_{fsp} = \mu\,(p_m v_m)$; $P_f = \frac{M_f n}{97\,400}$ [kW] unde $M_f = \mu F_a \frac{d_m}{2}$ [daN · cm]. Verificarea la încălzire : $p_m v_m \leqslant (p_m v_m)_a$.	$p_m = \frac{4F_a}{\pi d^2}$ [daN/cm²] ; $v_m = \frac{\pi d_m n}{60\,000}$ [m/s], unde : $d_m = \frac{d}{2}$ [mm] și n [rot/min]
Inelar	$p_m = \frac{4F_a}{\pi(d_e^2 - d_i^2)} =$ $= \frac{F_a}{\pi d_m b} \leqslant p_a$, sau $p_m = \frac{4F_a}{\pi d_e^2(1 - k_d^2)} \leqslant p_a$, unde $k_d = \frac{d_i}{d_e}$		$p_m = \frac{F_a}{\pi d_m b}$ [daN/cm²] $d_m = \frac{d_e + d_i}{2}$; $b = \frac{d_e - d_i}{2}$ $v_m = \frac{\pi d_m n}{60\,000}$ [m/s].
Multiinelar (canelat)	$p_m = \frac{4F_a}{\pi(d_e^2 - d_i^2) z} =$ $= \frac{F_a}{\pi d_m bz} \leqslant p_a$, sau $p_m = \frac{4F_a}{\pi d_e^2(1 - k_d^2) z} \leqslant p_a$, *) unde : z — numărul canelurilor (inelelor). — Încovoierea inelelor (canelurilor): $\sigma_i = \frac{3F_a(d_m - d_i')}{z\pi d_i' h^2} \leqslant \sigma_{ai}$, σ_{ai}, v. tabelul AII–14.		$p_m = \frac{F_a}{\pi d_m bz}$; $d_m = \frac{d_e + d_i}{2}$; $b = \frac{d_e - d_i}{2}$; $v_m = \frac{\pi d_m n}{60\,000}$ [m/s]. *Notă*: $(p_m v_m)_a = 15 \ldots 30\ (40)$ [daN·m/cm²·s]

*) p_a — valorile admisibile, în aceleași condiții ca pentru celelalte tipuri de fusuri axiale (pivoți), se vor alege sensibil mai mici.

Tabelul 34

Cazurile posibile în calculul fusurilor axiale (pivoţilor)

Tipul pivotului	Elementele date		Elementele care se calculează	Elementele care se verifică
Circular plin	F_a, d, n		—	$p_m \leqslant p_a$ $p_m v \leqslant (p_m v)_a$
	F_a, p_a	$(p_m v)_a$	d, n	—
		n	d	$p_m v \leqslant (p_m v)_a$
Circular inelar	F_a, d_e, d_i, n		—	$p_m \leqslant p_a$ $p_m v \leqslant (p_m v)_a$
	F_a, p_a, d_e	n	k_d, d_i, d_m	$p_m v \leqslant (p_m v)_a$
		$(p_m v)_a$	k_d, d_i, d_m, n	—
Multiinelar (canelat)	F_a, d_e, d_i, z, n		—	$p_m \leqslant p_a$ $p_m v_m \leqslant (p_m v_m)_a$
	F_a, p_a, d_e, h	k_d, n	d_i, d_m, z	$p_m v_m \leqslant (p_m v_m)_a$
		z, n	k_d, d_i, d_m	$\sigma_i \leqslant \sigma_{ai}$
		k_d, $(p_m v_m)_a$	d_i, d_m, z, n	$\sigma_i \leqslant \sigma_{ai}$

194 Să se dimensioneze — din condiţia forţei capabile — fusul de capăt al unui arbore (fig. 132), din cutia de viteze a unei maşini-unelte, executat din OLC 45. Reacţiunea, aplicată la mijlocul fusului, este $F = 2500$ daN, fusul fiind rectificat şi funcţionînd într-un cuzinet cu compoziţie pentru lagăre (Bz Sn Pb 5, STAS 1512-67). Turaţia arborelui este $n = 250$ rot/min.

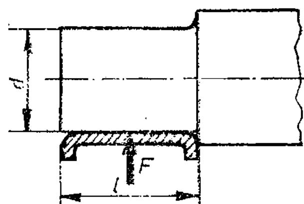


Fig. 132

Rezolvare :

Se folosesc relaţiile (v. tabelul 31) : $F = \frac{\pi d^3}{16 l} \sigma_{ai}$; $F = p_a \, dl$, din egalarea acestora obţinîndu-se, în urma unor simplificări

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\pi \sigma_{ai}}{16 p_a}} = \sqrt{\frac{3{,}14 \cdot 600}{16 \cdot 45}} = 1{,}62,$$

adoptîndu-se iniţial $\sigma_{ai} = 600$ daN/cm^2 şi $p_a = 45$ daN/cm^2 (tabelul AI-16) ; valoarea obţinută se încadrează în limitele prescrise pentru maşini-unelte $\left(\frac{l}{d} = 1{,}2 \ldots 2, \text{ tabelul AI-16}\right)$.

Din relația $F = p_a\, dl = 1{,}62\ p_a d^2$ rezultă *) :

$$d = \sqrt{\frac{F}{1{,}62 p_a}} = \sqrt{\frac{2500}{1{,}62 \cdot 45}} = 5{,}85 \text{ cm},$$

deci $l = 1{,}62 \cdot 5{,}85 = 9{,}477$ cm, adoptîndu-se $d = 60$ mm și $l = 100$ mm.

Se verifică la oboseală pentru ciclul alternant simetric (v. tabelul AI-6) :

$$c = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma}\sigma_a} = \frac{2700}{\frac{1{,}76}{0{,}78 \cdot 1} \cdot 589{,}7} = 2{,}029,$$

unde : $\beta_k = 1{,}76$ (v. tabelul AI-10) ; $\varepsilon = 0{,}78$ (v. tabelul AI-14) ; $\gamma = 1$ (v. tabelul AI-15) ; $\sigma_{-1} = 2700$ daN/cm² (v. tabelul AII-1) ; $\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{16Fl}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 2500 \cdot 10}{3{,}14 \cdot 6^3} = 589{,}7$ daN/cm².

Se verifică la încălzire

$$v = \frac{\pi dn}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}14 \cdot 60 \cdot 250}{60 \cdot 1000} = 0{,}785 \text{ m/s};$$

$$p_m = \frac{F}{dl} = \frac{2500}{6 \cdot 10} = 41{,}66 \text{ daN/cm}^2,$$

rezultînd : $p_m v = 41{,}66 \cdot 0{,}785 = 32{,}708 < (p_m v)_a = 40$ daN · m/cm² · s(v. tabelul AII-15).

195 Lagărele arborelui intermediar al unui reductor (fig. 133) sînt solicitate de forțele care iau naștere în angrenaje. S-au determinat reacțiunile în cele două planuri, pentru ambele lagăre : $R_{AV} = 1330$ daN ; $R_{AH} = 712$ daN ; $R_{BV} = 818$ daN ; $R_{BH} = 745$ daN. Știind că turația arborelui este $n = 60$ rot/min, să se verifice fusul. Transmisia funcționează intermitent.

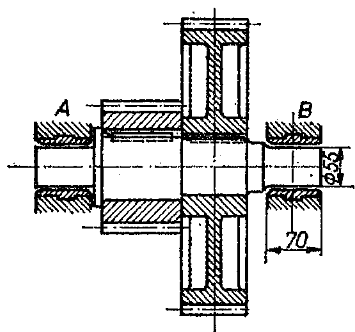


Fig. 133

Rezolvare :

Se determină reacțiunile rezultante

$$R_A = \sqrt{R_{AV}^2 + R_{AH}^2} = \sqrt{1330^2 + 712^2} = 1510 \text{ daN};$$

$$R_B = \sqrt{R_{BV}^2 + R_{BH}^2} = \sqrt{818^2 + 745^2} = 1100 \text{ daN}.$$

Deoarece fusurile au — din condiții constructive — aceleași dimensiuni (v. fig. 133) se va verifica doar lagărul mai încărcat — A.

*) Considerînd $\frac{l}{d} = 1{,}62$.

Se verifică presiunea de contact

$$p_m = \frac{F}{dl} = \frac{1510}{5{,}5 \cdot 7} = 39{,}22 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 40 \text{ daN/cm}^2,$$

p_a, din tabelul AI-16. Cuzineții se vor executa din fontă antifricțiune, STAS 6707-73.

Se verifică la încălzire:

$$p_m v = 39{,}2 \cdot 0{,}17 = 6{,}66 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s} < (p_m v)_a = 15 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s},$$

unde: $(p_m v)_a$ din tabelul AII-15; $v = \dfrac{\pi d n}{60 \cdot 1000} = \dfrac{3{,}14 \cdot 55 \cdot 60}{60 \cdot 1000} = 0{,}17$ m/s.

Se verifică și la solicitarea de încovoiere

$$\sigma_i = \frac{16\,Fl}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 1510 \cdot 7}{3{,}14 \cdot (5{,}5)^3} = 323{,}725 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai} = 600 \text{ daN/cm}^2$$

(v. tabelul AII-14), pentru arborele executat din OLC 45.

196 Să se determine dimensiunile principale ale unui fus sferic, asupra căruia acționează o forță $F = 400$ daN, turația arborelui fiind $n = 300$ rot/min. Materialul cuzinetului este fontă antifricțiune STAS 6707-73. Se cunosc $p_a = 20$ daN/cm² și $(p_m v)_a = 25$ daN · m/cm² · s.

Rezolvare:

Fusul se dimensionează din condiția de rezistență la presiunea de contact:

$$d_m = \sqrt{\frac{F}{\varphi p_a}} = \sqrt{\frac{400}{0{,}7 \cdot 20}} = 5{,}35 \text{ cm},$$

considerînd $\varphi = 0{,}7$ (v. tabelul 31).

Se calculează

$$d = \frac{d_m}{0{,}9} = \frac{53{,}5}{0{,}9} = 59{,}44 \text{ mm, adoptîndu-se } d = 60 \text{ mm};$$

$$d_0 = 0{,}6\,d = 0{,}6 \cdot 60 = 36 \text{ mm};$$

$$l = \varphi d_m = 0{,}7 \cdot 53{,}5 = 37{,}45 \text{ mm}, \quad \text{adoptîndu-se} \quad l = 38 \text{ mm}.$$

Se verifică fusul la încovoiere:

$$\sigma_i = \frac{Fl}{0{,}2\,d_0^3} = \frac{400 \cdot 3{,}8}{0{,}2 \cdot (3{,}6)^3} = 163 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai} = 550 \text{ daN/cm}^2,$$

(v. tabelul AII-14), pentru fusul executat din OLC 40.

Se efectuează calculul la încălzire

$$p_m = p_a = 20\ \text{daN/cm}^2;\ v = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 60 \cdot 300}{60 \cdot 1000} = 0,942\ \text{m/s};$$

$$p_m v = 20 \cdot 0,942 = 18,84\ \text{daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s} < (p_m v)_a = 25\ \text{daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s}.$$

197 Montajul bielei pe manetonul arborelui cotit al unui motor diesel este prezentat în figura 134. Forța maximă care acționează asupra lagărului este $F = 1850$ daN. Să se dimensioneze și să se verifice lagărul știind că: $n = 1500$ rot/min, $d = 80$ mm, materialul cuzinetului Bz Sn Pb 5, STAS 1512-67.

Rezolvare:

Lungimea l a lagărului se determină în funcție de raportul $\frac{l}{d} = 0,5...0,8$ (v. tabelul AI-16), adoptîndu-se $\frac{l}{d} = 0,55$:

$$l = 0,55\,d = 0,55 \cdot 80 = 44\ \text{mm}.$$

Se verifică lagărul la presiunea de contact:

$$p_m = \frac{F}{ld} = \frac{1850}{4,4 \cdot 8} = 52,556\ \text{daN/cm}^2 < 125\ \text{daN/cm}^2\ \text{(v. tabelul AI-16)}.$$

Se efectuează calculul la încălzire:

$$p_m v = 52,556 \cdot 6,28 = 330\ \text{daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s} < (p_m v)_a = 350\ \text{daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s}$$

unde: $v = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 1500}{60 \cdot 1000} = 6,28$ m/s, $(p_m v)_a$, din tabelul AII-15.

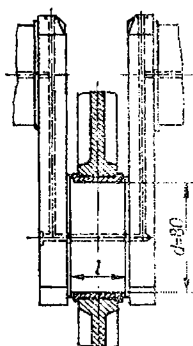


Fig. 134

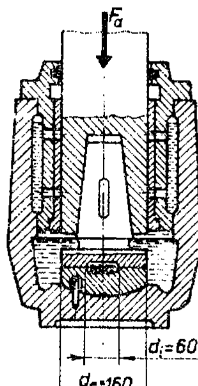


Fig. 135

198 Pivotul arborelui vertical al unei mașini-**unelte** este prezentat în figura 135. Forța axială este $F_a = 2000$ daN, iar turația arborelui $n = 250$ rot/min. Să se verifice pivotul la presiunea de contact și să se determine puterea pierdută prin frecare ($\mu = 0,07$), dacă suprafața de contact este definită de diametrele indicate în figura 135. Materialul pivotului și al reazemului: oțel călit.

Rezolvare :

Presiunea medie pe suprafaţa de contact

$$p_m = \frac{4F_a}{\pi(d_e^2 - d_i^2)} = \frac{4 \cdot 2000}{3,14(16^2 - 6^2)} = 11,58 \text{ daN/cm}^2.$$

Se verifică la încălzire

$$p_m v = 11,58 \cdot 1,439 = 16,6 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s} < (p_m v)_a = 350 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s},$$

unde

$$v = \frac{\pi d_m n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 110 \cdot 250}{60 \cdot 1000} = 1,439 \text{ m/s} ; \; d_m = \frac{d_e + d_i}{2} = \frac{160 + 60}{2} =$$

$$= 110 \text{ mm} ; \; (p_m v)_a, \text{ din tabelul AII-15.}$$

Puterea pierdută prin frecare este

$$P_f = \frac{M_f n}{95\,500} = \frac{770 \cdot 250}{95\,500} = 2,01 \text{ kW},$$

unde : $M_f = \mu F_a \frac{d_m}{2} = 0,07 \cdot 2000 \cdot \frac{11}{2} = 770 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$

199 Forţa axială ce acţionează asupra unui arbore este $F_a = 2250$ daN. Pentru preluarea acestei forţe se foloseşte un fus canelat (fig. 136) cu trei suprafeţe inelare sprijinite într-un lagăr corespunzător. Să se verifice fusul cunoscînd $p_a = 25$ daN/cm² (oţel călit/fontă albă) şi turaţia arborelui $n = 400$ rot/min. Arborele face parte din construcţia unei maşini-unelte.

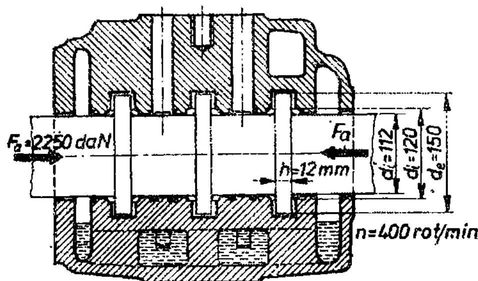


Fig. 136

Rezolvare :

Se determină presiunea medie de contact

$$p_m = \frac{4F_a}{\pi(d_e^2 - d_i^2)z} = \frac{4 \cdot 2250}{3,14(15^2 - 12^2)\,3} = 11,8 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 25 \text{ daN/cm}^2.$$

Pentru verificarea la încălzire se determină, în prealabil, viteza medie

$$v_m = \frac{\pi d_m n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 135 \cdot 400}{60 \cdot 1000} = 2,826 \text{ m/s},$$

unde $d_m = \frac{d_e + d_i}{2} = \frac{150 + 120}{2} = 135$ mm.

Se verifică la încălzire:

$$p_m v = 11{,}8 \cdot 2{,}826 = 33{,}35 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s} < (p_m v)_a = 40 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s}.$$

Pentru calculul la încovoiere al gulerelor se consideră inelul de contact ca o grindă încastrată de lungime $\pi d_i'$ și de înălțime h; forța acționează în lungul lui h:

$$\sigma_i = \frac{\frac{F_a}{z}\left(\frac{d_m - d_i'}{2}\right)}{\frac{\pi d_i' h^2}{6}} = \frac{3F_a(d_m - d_i')}{\pi z d_i' h^2} = \frac{3 \cdot 2250\,(13{,}5 - 11{,}2)}{3{,}14 \cdot 3 \cdot 11{,}2 \cdot 1{,}2^2} =$$

$$= 102 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai} = 650 \text{ daN/cm}^2, \ \sigma_{ai}, \text{ v. tabelul AII-14.}$$

200 Să se dimensioneze și să se verifice fusul unui cilindru de laminor, asupra acestuia acționînd sarcina $F = 5000$ daN. Materialul fusului OL 60, iar al cuzinetului – material plastic. Turația cilindrului este 150 rot/min.

201 Valoarea efortului admisibil la încovoiere, pentru un fus de capăt al unui arbore – din OL 50 – dintr-o transmisie de putere este $\sigma_{ai} = 500$ daN/cm². Cunoscînd raportul $l/d = 1{,}2$, $d = 50$ mm și produsul $p_m v = (p_m v)_a = 10$ daN · m/cm² · s, să se determine: forța capabilă a fi preluată de fus; presiunea medie de contact pe suprafața fusului; turația fusului.

Fig. 137

202 Pentru deplasarea unui pod rulant se folosesc roți ca cea din figura 137. Fusul se sprijină pe doi cuzineți din Bz Sn Pb 5, STAS 1512-67 cu dimensiunile indicate în figura 137. Diametrul de rulare a roții este $D = 710$ mm, iar viteza la periferia roții $v_1 =$ $= 80$ m/min. Asupra roții acționează o forță $F = 17\,200$ daN. Să se determine: viteza liniară din lagăr; produsul convențional $p_m v$; puterea pierdută prin frecare, știind că uleiul se introduce prin arbore (fus), iar coeficientul de frecare este $\mu = 0{,}08$.

203 Presiunea admisibilă de contact – pentru un pivot inelar – fiind $p_a = 35$ daN/cm², care trebuie să fie valoarea coeficientului de frecare între suprafețele în contact, pentru ca momentul pierdut prin frecare să nu depășească 650 daN · cm? Se cunoaște forța care solicită axial arborele $F_a = 2500$ daN și diametrul $d_e = 100$ mm.

15

LAGĂRE CU ALUNECARE

Lagărele cu alunecare sînt organe de mașini utilizate pentru rezemarea și ghidarea arborilor și osiilor, cu mișcare de rotație, asigurînd și preluarea sarcinilor care acționează asupra acestora.

În majoritatea cazurilor, lagărele cu alunecare realizează o frecare fluidă prin intermediul unei pelicule de lubrifiant fluid.

Lagărele cu alunecare — cu frecare fluidă — se pot clasifica în:

— *hidrodinamice* (autoportante), la care efectul autoportant al filmului de lubrifiant se datorește antrenării prin trecerea lubrifiantului și configurației de pană a interstițiului dintre suprafețele aflate în mișcare relativă;

— *hidrostatice*, la care lubrifiantul este introdus, sub presiune.

În acest capitol, se prezintă numai *lagărele radiale hidrodinamice.*

NOTAȚII FOLOSITE

a, b — lățimea, respectiv adîncimea canalului de ungere;
A — suprafața de schimb de căldură;
c_p — coeficientul de portanță;
c_q, c_r — coeficientul de debit, respectiv coeficientul de pierderi de debit;
d, d_r — diametrul, respectiv diametrul recalculat al fusului;
F_r — forța de încărcare radială;
h_{min}, h_a, δ_i — grosimea minimă absolută, grosimea admisibilă (maximă), respectiv grosimea minimă relativă a filmului de lubrifiant;
l, l_r — lungimea, respectiv lungimea recalculată a fusului;
n, v — turația, respectiv viteza periferică a fusului;
n_{tr} — turația de trecere la regimul de ungere fluidă;
N_f, Q — puterea pierdută prin frecare, respectiv căldura rezultată prin frecare;
p_m, p_a — presiunea medie, respectiv presiunea admisibilă din lagăr;
q_i, q_z, q_s — debitul de lubrifiant din secțiunea maximă, scăpările de debit, respectiv debitul necesar pentru răcire;
S, ψ — jocul absolut, respectiv jocul relativ din lagăr;

a

Introducere lubrifiant

Canal axial

b

Inel de ungere

Nivelul uleiului

c

Răzător

Nivelul uleiului

d

Lanț

Nivelul uleiului

e

Nivelul uleiului

f

Fitil

g

Strat de acoperire chimică

h

Alimentare cu ulei (prin injectare)

i

Fig. 138

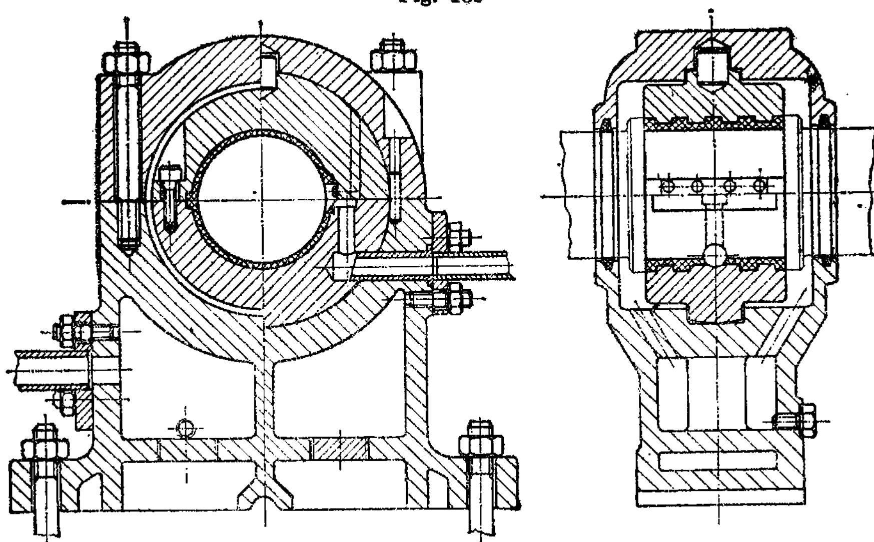


Fig. 139

t_m, t_e, t_1, t_0 — temperatura medie de funcţionare a filmului; temperatura efectivă a filmului; temperatura lubrifiantului, la intrare în lagăr; temperatura mediului ambiant;
V_b — volumul de lubrifiant din baia lagărului;
α — coeficientul de convecţie termică;
μ_r, μ — coeficientul relativ de frecare, respectiv coeficientul absolut de frecare;
η — viscozitatea lubrifiantului, în cP sau $N \cdot s/m^2$.

RELAŢIILE ŞI METODICA DE CALCUL

Prin calculul lagărelor hidrodinamice se urmăreşte asigurarea preluării sarcinii exterioare de către pelicula de lubrifiant, a cărei grosime minimă trebuie să fie mai mare decît suma rugozităţilor maxime probabile ale suprafeţelor fusului şi cuzinetului, rezultate din prelucrare.

Calculul termic — parte integrantă a calculului lagărelor hidrodinamice — trebuie să asigure menţinerea peliculei de lubrifiant într-un domeniu stabilit de temperaturi, ceea ce implică determinarea debitului de lubrifiant necesar răcirii lagărului, rezultînd astfel sistemul de ungere necesar şi, prin urmare, tipul lagărului: cu *răcire naturală* (fig. 138) sau cu *răcire forţată* (fig. 139).

Prin calcul se obţin valorile parametrilor constructivi şi funcţionali ai lagărului hidrodinamic, tipul de lubrifiant, sistemul de ungere necesar etc., care asigură funcţionarea lagărelor cu alunecare în domeniul frecării fluide, relaţiile şi recomandările necesare fiind prezentate în tabelele 35 (pentru lagărele cu *răcire naturală*) şi 36 (pentru lagărele cu *răcire forţată*).

Tabelul 35

Relaţiile şi recomandăriie necesare pentru calculul lagărelor radiale hidrodinamice, cu răcire naturală [5, 27, 32, 55]

Elementul de calcul	Relaţiile de calcul. Recomandări
Forţa radială de încărcare F_r, în daN	Indicată în tema de proiectare
Turaţia fusului n, în rot/min	Indicată în tema de proiectare
Materialul cuzinetului	Se stabileşte în funcţie de maşina, utilajul, instalaţia etc, la care se utilizează lagărul (v. tabelul A I-16)
Raportul dimensional l/d	Se stabileşte în funcţie de maşina, utilajul, instalaţia etc. la care se utilizează lagărul (v. tabelul A I-16)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Diametrul d și lungimea fusului l, în mm	În cazul în care nu sînt indicate în tema de proiectare se calculează cu relațiile: $\begin{cases} \dfrac{l}{d}, \text{ din tabelul AI-16;} \\ dl \geqslant \dfrac{F_r}{p_a}, \end{cases}$ p_a, din tabelul AI-16. Diametrul d se rotunjește la o valoare standardizată, conform tabelului AI-18 [55], rezultînd d_r și respectiv l_r.
Presiunea medie din lagăr p_m, în daN/cm²	$p_m = \dfrac{F_r}{d_r l_r} \leqslant p_a,$ p_a, din tabelul AI-16.
Jocul relativ din lagăr ψ, în ‰	$\psi = f(d_r, R_a)$; se stabilește cu ajutorul diagramelor din fig. AI-9 și AI-10. R_a este rugozitatea suprafețelor în contact.
Jocul absolut S, în μm	$S = \psi d_r.$
Viteza periferică a fusului v, în m/s	$v = \dfrac{\pi d_r n}{60 \cdot 1000};$ $\begin{cases} d_r, \text{ în mm;} \\ n, \text{ în rot/min.} \end{cases}$
Viscozitatea lubrifiantului η, în cP sau Ns/m²	Se stabilește cu ajutorul diagramei din fig. AI-11
Temperatura medie de funcționare a filmului de lubrifiant t_m, în °C	Se recomandă 50°C $\leqslant t_m \leqslant$ 90°C [27, 32]; valorile mai mici se aleg pentru cazul mașinilor-unelte, cele mai mari pentru — mașinile termice
Turația de trecere la regimul de ungere fluidă n_{tr}, în rot/min.	$n_{tr} = \dfrac{F_r}{C\eta V_f}$, unde $C = 1 \ldots 8$, conform [5] $\begin{cases} C = 1, \text{ pentru } \dfrac{l}{d} = 0{,}5 \ldots 1{,}5; \\ C = 3, \text{ pentru siguranță mărită;} \\ C = 1{,}5, \text{ pentru cuzinet din bronz sau fontă antifricțiune;} \\ C = 2{,}5 \ldots 4, \text{ pentru strat antifricțiune din babit.} \end{cases}$ $V_f = \dfrac{\pi d_r^2}{4} l_r$, în dm³; F_r, în daN; η, în cP.
Tipul lubrifiantului	Se stabilește în funcție de viscozitatea minimă necesară, determinată anterior (v. tabelul AII-17)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Coeficientul de portanță, c_p	$c_p = \frac{\eta\omega}{p_m\psi_1^2}$, unde : $\begin{cases}\eta, \text{ în Ns/m}^2; \\ \omega, \text{ în rad/s}; \\ p_m, \text{ în N/m}^2; \\ \psi_1 = 10^{-3}\psi\end{cases}$
Grosimea minimă adimensională a filmului de lubrifiant, δ_i	Se stabilește cu ajutorul diagramei din fig. AI-12
Grosimea minimă a filmului de lubrifiant h_{min}, în mm	$h_{min} = \frac{1}{2} d_r\psi_1\delta_i$
Grosimea maximă admisibilă a filmului de lubrifiant h_a, în mm d φ $\approx\varphi\frac{l}{2}$ l	$h_a = K_m(R_{max\,f} + R_{max\,c}) + \varphi\frac{l}{2}$, unde : φ — înclinația fusului din lagăr; rezultă din calculul de rigiditate al arborilor; K_m — factorul de material (v. tabelul AI-19); $R_{max\,f}$, $R_{max\,c}$ — rugozitatea maximă a fusului și respectiv a cuzinetului; se stabilesc în funcție de R_a prescrisă (v. fig. AI-13). În final se verifică : $h_{min} < h_a$
Dimensiunile canalului de ungere, a și b, în mm a b s Canal în V a b Canal dreptunghiular a b Canal semirotund	Se stabilesc cu ajutorul diagramei din fig. AI-14
Coeficientul de debit, c_q	Se stabilește cu ajutorul diagramei din fig. AI-15
Debitul de lubrifiant din secțiunea maximă, q_i, în l/s	$q_i = \frac{c_q n\psi_1 d_r^2 l_r}{4}$, unde $\begin{cases} n, \text{ în rot/s}; \\ d_r;\ l_r, \text{ în dm.}\end{cases}$
Coeficientul de pierderi de debit, c_r	Se stabilește cu ajutorul diagramei din fig. AI-16
Scăpările de debit q_z, în l/s	$q_z = c_r q_i$
Volumul de lubrifiant din bae V_b, în l	$V_b = (2 \ldots 5)\, q_z$ [32]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Coeficientul de frecare relativ μ_r	Se stabilește cu ajutorul diagramei din fig. AI-17
Coeficientul de frecare efectiv μ	$\mu = \mu_r \psi_1$
Puterea pierdută prin frecare N_f, în daW	$N_f = \mu F_r v$, F_r, în daN; v, în m/s
Căldura rezultată prin frecare Q, în daW	$Q = N_f = \mu F_r v$
Coeficientul de convecție termică α, în $\frac{\text{daW}}{\text{m}^2\,°\text{C}}$.	*Se recomandă* [5]: $\alpha = 2$, pentru convecție naturală; $\alpha = 0{,}7 + 1{,}2\sqrt{v'}$, pentru convecție forțată (cînd viteza aerului $v' > 1{,}2$ m/s).
Suprafața liberă a lagărului A, în m²	Se recomandă [5]: $A = (15...20)\, d_r l_r$, pentru lagărele a căror carcasă face corp comun cu mașina; $A = \pi H_1 \left(L + \frac{H_1}{2}\right)$, pentru lagăre independente; H_1 și L — înălțimea și respectiv lungimea totală a lagărului, din tabelul AI-18.
Temperatura efectivă a filmului de lubrifiant t_e, în °C.	$t_e = t_0 + \frac{\mu F_r v}{\alpha A}$, unde t_0 este temperatura mediului ambiant, în °C. Se verifică: $t_e \leqslant t_m$

Tabelul 36

Particularitățile calculului lagărelor hidrodinamice cu răcire forțată [5, 55, 32, 27]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Se urmărește metodica prezentată în tabelul 35, calculîndu-se suplimentar:	
Debitul de lubrifiant necesar pentru răcire q_s, în l/s	Se determină [5]: $q_s = \frac{\mu F_r v}{c\rho(t_m - t_1)}$, pentru cazul cînd lagărul nu are contact cu mediul ambiant; t_1 este temperatura lubrifiantului la intrare; $t_m - t_1 = \Delta t$, se recomandă max. 20°C; $c\rho \approx 180 \frac{\text{daN}}{1\,°\text{C}}$. $q_s = \frac{\mu F_r v - \alpha A\,(t_m - t_0)}{c\rho\,(t_m - t_1)}$, pentru cazul cînd lagărul are contact cu mediul ambiant a cărui temperatură este t_0, în °C.

204 Lagărul cu alunecare, al unei turbine cu abur, funcţionează la turaţia $n = 3000$ rot/min fiind solicitat de forţa $F_r = 800$ daN. Materialul din care se execută cuzinetul este Bz 4 ZnT, STAS 197-68.

Să se calculeze: presiunea medie din lagăr; mărimea jocului din lagăr; turaţia de trecere la regimul de ungere fluidă.

Rezolvare :

Din tabelul AI-16 pentru cuzinetul din Bz 4 ZnT rezultă $p_a = 100$ daN/cm^2, coeficientul dimensional al lagărelor de turbină fiind $\frac{l}{d} = 0{,}6 \ldots 1{,}5$. Se adoptă $\frac{l}{d} = 1{,}5$. Cu aceste date, se determină diametrul fusului :

$$\begin{cases} \frac{l}{d} = 1{,}5; \\ ld \geqslant \frac{F_r}{p_a} = \frac{800}{100}, \end{cases}$$

rezultînd :

$$d \geqslant \sqrt{\frac{F_r}{p_a\left(\frac{l}{d}\right)}} = \sqrt{\frac{800}{100 \cdot 1{,}5}} = 2{,}31 \text{ cm}.$$

Din tabelul AI-18 se alege valoarea standardizată apropiată $d_r = 25$ mm, în funcţie de care se calculează $l_r = 1{,}5\ d_r = 1{,}5 \cdot 25 = 37{,}5$ mm.

Rezultă astfel :

$$p_m = \frac{F_r}{l_r d_r} = \frac{800}{2{,}5 \cdot 3{,}75} = 85{,}3 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 100 \text{ daN/cm}^2.$$

Se determină valoarea jocului relativ din lagăr — cunoscînd valoarea produsului $nd_r = 3000 \cdot 25 = 7{,}5 \cdot 10^4$ mm · rot/min — şi utilizînd figura AI-9, curba 2; rezultă $\psi = 1{,}55$ ‰.

Jocul absolut (v. tabelul 35) este :

$$S = \psi d_r = 1{,}55 \cdot 25 = 38{,}75\ \mu\text{m}.$$

Turaţia de trecere se calculează cu relaţia (v. tabelul 35) :

$$n_{tr} = \frac{F_r}{C \eta V_f} = \frac{800}{3 \cdot 55 \cdot 0{,}0184} = 253 \text{ rot/min},$$

în care : $F_r = 800$ daN ; $C = 3$ (v. tabelul 35) ; $V_f = \frac{\pi d_r^2}{4} l_r = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}25^2}{4} \cdot 0{,}375 = 0{,}0184$ dm^3 ; $\eta = 55$ cP $\approx 0{,}055$ N · s/m^2 (v. fig. AI-11), viteza periferică fiind $v = \frac{\pi d_r n}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}14 \cdot 25 \cdot 3000}{60 \cdot 1000} = 3{,}925$ m/s.

205 Să se stabilească dimensiunile necesare ale lagărului care funcționează în condițiile de solicitare indicate în problema 204, astfel încît să se asigure o ungere fluidă, utilizînd un ulei Tb 35, STAS 871-68. Să se determine presiunea medie din lagăr și jocul absolut, necesare pentru a asigura condiția de funcționare impusă.

Rezolvare :

Pentru a funcționa în regim de ungere fluidă trebuie respectată condiția $\frac{n}{n_{tr}} \geqslant 3$ [5], pentru calcul adoptîndu-se $\frac{n}{n_{tr}} = 5$.

Rezultă astfel

$$n_{tr} = \frac{n}{5} = \frac{3000}{5} = 600 \text{ rot/min.}$$

La această turație de trecere impusă, volumul fusului va trebui să aibă valoarea

$$V_f = \frac{F_r}{C\eta n_{tr}} = \frac{800}{3 \cdot 35 \cdot 600} = 0{,}0127 \text{ dm}^3 = 12{,}7 \text{ cm}^3,$$

unde : $F_r = 800$ daN, $C = 3$, $\eta = 35$ cP (v. tabelul AII-17).

Știind coeficientul dimensional $\frac{l}{d} = 1{,}5$ (v. tabelul AI-16) se determină diametrul necesar al fusului :

$$V_f = \frac{\pi d^2 l}{4}; \quad \frac{l}{d} = 1{,}5,$$

rezultînd : $V_f = \frac{1{,}5\pi d^3}{4}$, de unde $d = \sqrt[3]{\frac{4V_f}{1{,}5\pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 12{,}7}{1{,}5 \cdot 3{,}14}} = 2{,}21$ cm $=$ $= 22{,}1$ mm.

Se adoptă $d_r = 25$ mm (v. tabelul AI-18), determinîndu-se $l_r =$ $= 1{,}5\, d_r = 1{,}5 \cdot 25 = 37{,}5$ mm.

Se recalculează turația de trecere :

$$n_{tr\,real} = \frac{F_r}{C\eta V_{f\,real}} = \frac{800}{3 \cdot 35 \cdot 0{,}0184} = 414 \text{ rot/min,}$$

unde : $V_{f\,real} = \frac{\pi d_r^2 l_r}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}25^2}{4} \cdot 0{,}375 = 0{,}0184 \text{ dm}^3.$

Se verifică raportul $\frac{n}{n_{tr\,real}} = \frac{3000}{414} = 7{,}25 > 3$, rezultînd că se respectă condiția de ungere fluidă.

Presiunea medie din lagăr se calculează cu relația (v. tabelul 35):

$$p_m = \frac{F_r}{d_r l_r} = \frac{800}{2,5 \cdot 3,75} = 85,3 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 100 \text{ daN/cm}^2,$$

(v. problema 204).

Jocul absolut se determină cu relația (v. tabelul 35)

$$S = \psi d_r = 1,55 \cdot 25 = 38,75 \ \mu\text{m},$$

în care:

$\psi = 1,55$ ‰ (v. fig. AI-9), pentru $d_r n = 25 \cdot 3000 = 7,5 \cdot 10^4$ mm · rot/min.

206 Lagărele de alunecare ale unei osii, folosite într-o instalație de morărit, se realizează în varianta de ungere cu inel și bae proprie de ulei (v. fig. 138, c). Cunoscînd diametrul fusului $d = 50$ mm, $l = 100$ mm, $F_r = 700$ daN/lagăr și $n = 1000$ rot/min se cere să se stabilească: presiunea medie și materialul din care se execută lagărul; jocul din lagăr; viscozitatea și grosimea minimă a filmului de lubrifiant.

Rezolvare:

Se calculează

$$p_m = \frac{F_r}{dl} = \frac{700}{5 \cdot 10} = 14 \text{ daN/cm}^2,$$

în funcție de p_m calculat, alegîndu-se din tabelul AI-16, pentru lagăr, material plastic (nylon) cu $p_a = 60$ daN/cm^2.

Jocul absolut din lagăr se calculează cu relația (v. tabelul 35):

$$S = \psi d_r = 5 \cdot 50 = 250 \ \mu\text{m},$$

în care: $\psi = 5$ ‰ (v. fig. AI-10 pentru lagăre de uz secundar).

Viscozitatea lubrifiantului se determină în funcție de $p_m = 14$ daN/cm^2 și $v = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 50 \cdot 1000}{60 \cdot 1000} = 2,62$ m/s, rezultînd $\eta \approx 10$cP $\approx 10 \cdot 10^{-3}$ N · s/m^2 (v. fig. AI-11).

Se determină grosimea minimă a filmului de lubrifiant cu relația (v. tabelul 35):

$$h_{min} = \frac{d}{2} \psi_1 \delta_i = \frac{50}{2} \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,18 = 0,0225 \text{ mm},$$

în care: $d = 50$ mm, $\psi_1 = \psi \cdot 10^{-3} = 5 \cdot 10^{-3}$, $\delta_i = f\left(c_p; \frac{l}{d}\right) = 0,18$ (v. fig. AI-12) pentru $\frac{l}{d} = \frac{100}{50} = 2$ și $c_p = \frac{\eta\omega}{p_m \psi_1^2} = \frac{10 \cdot 10^{-3} \cdot 104,6}{14 \cdot 10^5 \cdot 5^2 \cdot 10^{-6}} = 0,0298$,

în care:

$$\eta = 10 \cdot 10^{-3}\ \text{Ns/m}^2;\quad \omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1000}{30} = 104,6\ \text{rad/s};$$

$$p_m = 14 \cdot 10^5\ \text{N/m}^2;\quad \psi_1 = 5 \cdot 10^{-3}.$$

207 Pentru lagărul din problema 206 se cere să se calculeze: cantitatea de căldură rezultată prin frecare; debitul de lubrifiant necesar pentru a menține o temperatură a filmului de ulei $t_m = 55°\text{C}$, temperatura uleiului la intrare fiind $t_1 = 20°\text{C}$, în cazul în care există o circulație forțată a lubrifiantului (v. fig. 139) și $t_0 = 25°\text{C}$. Care ar fi temperatura filmului de lubrifiant dacă ungerea s-ar realiza cu inel, ca în figura 138, *c*?

Rezolvare:

Cantitatea de căldură rezultată prin frecare se calculează cu relația (v. tabelul 35):

$$Q = \mu F_r v = 6 \cdot 10^{-3} \cdot 700 \cdot 2,62 = 11\ \text{daW},$$

în care:

$F_r = 700$ daN; $v = 2,62$ m/s; $\mu = \mu_r \psi_1 = 1,2 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 6 \cdot 10^{-3}$; $\psi_1 = 10^{-3}\psi = 5 \cdot 10^{-3}$ ($\psi = 5$ ‰, v. fig. AI-10, lagăre de uz secundar) și $\mu_r = f\left(c_p, \frac{l}{d}\right) = 1,2$ (v. fig. AI-17), pentru $\frac{l}{d} = \frac{100}{50} = 2$ și $c_p = \frac{\eta\omega}{p_m \psi_1^2} = 0,0298$ (v. problema 206).

Se determină debitul de lubrifiant (v. tabelul 36):

$$q_s = \frac{\mu F_r v - \alpha A(t_m - t_0)}{c\rho(t_m - t_1)} = \frac{6 \cdot 10^{-3} \cdot 700 \cdot 2,62 - 2 \cdot 0,0538(55 - 25)}{180(55 - 20)} = 0,00123\ \text{l/s},$$

unde:

$\alpha = 2\ \text{daW/m}^2\,°\text{C}$; $\mu = 6 \cdot 10^{-3}$; $F_r = 700$ daN; $v = 2,62$ m/s; $t_m = 55\ °\text{C}$;

$$t_1 = 20\ °\text{C};\ t_0 = 25\ °\text{C};\ c\rho = 180\ \text{daN/l}\,°\text{C};\ A = \pi H_1\left(L + \frac{H_1}{2}\right) =$$

$$= 3,14 \cdot 0,108\left(0,1 + \frac{0,108}{2}\right) = 0,0538\ \text{m}^2,\ \text{pentru}:\ H_1 = 108\ \text{mm} = 0,108\ \text{m},$$

$$L = 100\ \text{mm} = 0,1\ \text{m}\ \ (\text{v. tabelul AI-18}).$$

Temperatura filmului de lubrifiant pentru cazul răcirii și ungerii cu baie proprie

$$t_e = t_0 + \frac{\mu F_r v}{\alpha A} = 25 + \frac{6 \cdot 10^{-3} \cdot 700 \cdot 2,62}{2 \cdot 0,0538} = 129,2\ °\text{C}.$$

208 Lagărele de alunecare — de la un motor diesel — sînt executate din Bz Sn P15, STAS 1512-67 ; dimensiunea arborelui este $d=60$ mm. Știind că regimul de solicitare al lagărelor este caracterizat prin $F_r = 2850$ daN/lagăr și $n = 2000$ rot/min, să se determine : mărimea jocului din lagăr ; tipul lubrifiantului ce poate fi utilizat ; debitul de lubrifiant necesar pentru răcire, dacă se impune temperatura de funcționare a filmului $t_m \leqslant 60°C$.

Rezolvare :

Din figura AI-10, curba 2, pentru lagărele de uz general, rezultă jocul relativ $\psi = 1{,}9$ ‰, jocul absolut fiind (v. tabelul 35) :

$$S = \psi d = 1{,}9 \cdot 60 = 114 \ \mu m.$$

Pentru stabilirea tipului de lubrifiant se determină viscozitatea, în funcție de viteza periferică a fusului și presiunea medie din lagăr (v. fig. AI-11) :

$$p_m = \frac{F_r}{dl} = \frac{2850}{6 \cdot 4{,}8} = 99 \ daN/cm^2 < p_a = 125\ldots250 \ daN/cm^2,$$

pentru $\dfrac{l}{d} = 0{,}8$ (v. tabelul AI-16) și respectiv $l = 0{,}8\, d = 0{,}8 \cdot 60 = 48$ mm ;

$$v = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}14 \cdot 60 \cdot 2000}{60 \cdot 1000} = 6{,}28 \ m/s,$$

rezultînd

$$\eta \approx 70 \ cP \approx 0{,}07 \ Ns/m^2,$$

în funcție de care se alege din tabelul AII-17, ulei M40 Extra, STAS 871-68.

Se calculează debitul de lubrifiant necesar pentru răcire (v. tabelul 36) :

$$q_s = \frac{\mu F_r v}{c\rho(t_m - t_1)} = \frac{0{,}01805 \cdot 2850 \cdot 6{,}28}{180(60 - 40)} = 0{,}0894 \ l/s,$$

unde : $F_r = 2850$ daN ; $v = 6{,}28$ m/s ; $t_m = 60°$; $t_1 = 40°$ (s-a adoptat $\Delta t = 20°C$, v. tabelul 36) ; $\mu = \mu_r \psi_1$, μ_r alegîndu-se în funcție de mărimea coeficientului de portanță :

$$c_p = \frac{\eta\omega}{p_m \psi_1^2} = \frac{0{,}07 \cdot 208}{99 \cdot 10^5 \cdot 1{,}9^2 \cdot 10^{-6}} = 0{,}408,$$

unde :

$$\eta = 0{,}07 \ Ns/m^2; \quad \omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 2000}{30} = 208 \ rad/s; \ p_m = 99 \cdot 10^5 \ N/m^2;$$

$$\psi_1 = \psi \cdot 10^{-3} = 1{,}9 \cdot 10^{-3}.$$

Rezultă astfel $\mu_r = 9,5$ (v. fig. AI-17) şi deci $\mu = 9,5 \cdot 1,9 \cdot 10^{-3} = 0,01805$.

209 Lagărele de alunecare, de la un amestecător din industria alimentară, funcţionează la turaţia de 450 rot/min, fiind încărcat cu o forţă $F_r = 1200$ daN/lagăr. Lagărele funcţionează cu răcire naturală utilizînd o baie proprie de ulei (v. fig. 138, c). Impunînd temperatura medie de funcţionare a filmului de lubrifiant $t_m \leqslant 55°C$ se cere să se determine: dimensiunile minime ale lagărului în cazul în care cuzinetul se execută din *lignoston* (cu $p_a = 40...100$ daN/cm²); jocul absolut din lagăr; volumul de lubrifiant din baia de ulei; turaţia de trecere la regimul de ungere fluidă.

Rezolvare :

Alegînd coeficientul dimensional $\frac{l}{d} = 0,8$ (v. tabelul AI-16) se determină:

$$\frac{l}{d} = 0,8 ;\ ld \geqslant \frac{F_r}{p_a} = \frac{1200}{50},$$

de unde:

$$d \geqslant \sqrt{\frac{F_r}{p_a\left(\frac{l}{d}\right)}} = \sqrt{\frac{1200}{50 \cdot 0,8}} = 5,5 \text{ cm} = 55 \text{ mm}.$$

Se rotunjeşte valoarea calculată (v. tabelul AI-18), la o valoare standardizată şi se adoptă $d_r = 60$ mm rezultînd apoi

$$l_r = 0,8\ d_r = 0,8 \cdot 60 = 48 \text{ mm}.$$

Jocul absolut din lagăr se calculează cu relaţia (v. tabelul 35):

$$S = \psi d_r = 4,5 \cdot 60 = 270\ \mu\text{m},$$

în care: $\psi = 4,5$ ‰ (v. fig. AI-10, curba 3), pentru lagărele de uz secundar.

Volumul lubrifiantului din baie se calculează cu relaţia (v. tabelul 35)

$$V_b = 5q_z = 5 \cdot 6,57 \cdot 10^{-3} = 0,03285 \text{ l},$$

pentru $q_z = c_r q_i = 0,9 \cdot 7,3 \cdot 10^{-3} = 6,57 \cdot 10^{-3}$ l/s; $c_r = f(c_p) \approx 0,9$ (v. fig. AI-16);

$$c_p = \frac{\eta\omega}{p_m\psi_1^2} = \frac{52 \cdot 10^{-3} \cdot 47,2}{41,6 \cdot 10^5 \cdot 4,5^2 \cdot 10^{-6}} = 0,0292 ;\ \eta = f(p_m, v) \approx 52 \text{ cP} \approx$$

$$\approx 52 \cdot 10^{-3} \text{ Ns/m}^2 \text{ (v. fig. AI-11)};\ \omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 450}{30} = 47,2 \text{ rad/s};$$

$$\psi_1 = 10^{-3}\psi = 4{,}5 \cdot 10^{-3}; \quad p_m = \frac{F_r}{l_r d_r} = \frac{1200}{6 \cdot 4{,}8} = 41{,}6 \ \text{daN/cm}^2 < p_a;$$

$$v = \frac{\pi d_r n}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}14 \cdot 60 \cdot 450}{60 \cdot 1000} = 1{,}41 \ \text{m/s};$$

$$q_i = \frac{c_q n \psi_1 d_r^2 l_r}{4} = \frac{5 \cdot 450 \cdot 4{,}5 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}6^2 \cdot 0{,}48}{4 \cdot 60} = 7{,}3 \cdot 10^{-3} \ \text{l/s},$$

unde :

$$c_q = f(c_p) \approx 5 \ (\text{v. fig. AI-15}); \ n = \frac{450}{60} \ \text{rot/s}; \ d = 0{,}6 \ \text{dm}; \ l = 0{,}48 \ \text{dm}.$$

Turaţia de trecere la regimul de ungere lichidă se determină cu relaţia (v. tabelul 35) :

$$n_{tr} = \frac{F_r}{C\eta V_f} = \frac{1200}{1 \cdot 52 \cdot 0{,}136} = 169 \ \text{rot/min},$$

în care :

$$F_r = 1200 \ \text{daN}; \ \eta = 52 \ \text{cP}; \ C = 1; \ V_f = \frac{\pi d_r}{4} l_r = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}6^2}{4} \cdot 0{,}48 =$$

$$= 0{,}136 \ \text{dm}^3.$$

210 Lagărele cu alunecare ale unei maşini-unelte funcţionează, în condiţiile mediului ambiant, la $n = 1800$ rot/min, fiind încărcate cu o forţă $F_r = 4500$ daN/lagăr. Impunînd temperatura de funcţionare a filmului de lubrifiant $t_m = 40°C$, se cere să se determine : dimensiunile lagărului şi materialul din care este executat ; tipul lubrifiantului utilizat ; debitul de lubrifiant necesar pentru răcirea fiecărui lagăr ; turaţia de trecere la regimul de ungere fluidă.

211 Lagărele cu alunecare, ale unui laminor, au dimensiunile $d = 100$ mm, $l = 110$ mm. Turaţia de funcţionare fiind $n = 1200$ rot/min şi sarcina $F_r = 9500$ daN/lagăr. Să se determine : materialul din care poate fi executat cuzinetul ; tipul lubrifiantului ce poate fi utilizat ; temperatura la care trebuie introdus lubrifiantul de răcire pentru a menţine o temperatură a filmului $t_m = 65°C$, pentru un debit $q_s = 0{,}05$ l/s.

212 În construcţia unei maşini-unelte se utilizează lagăre cu alunecare. Cunoscînd $d = 60$ mm, $l = 100$ mm şi turaţia de funcţionare $n = 1500$ rot/min să se determine : sarcina maximă de încărcare pentru cazul cînd cuzinetul este realizat din *Babmetal* (Y-PbSn 10, STAS 202-73) ; pentru cazul încărcării la limită, să se determine temperatura maximă la care ajunge filmul, dacă debitul de lubrifiant pentru răcire este $q_s = 0{,}02$ l/s, iar temperatura lubrifiantului la intrare este $t_1 = 15°C$.

213 Arborele unui laminor pentru mase plastice se sprijină pe două lagăre cu alunecare cu $d = 80$ mm şi $l = 120$ mm. Lagărele funcţionează la $n = 600$ rot/min şi $F_r = 4850$ daN/lagăr. Să se determine : viscozitatea lubrifiantului ce trebuie utilizat, temperatura medie de funcţionare a lubrifiantului, pentru un debit $q_s = 1{,}1$ l/min ; dimensiunile canalului de ungere.

214 Lagărele cu alunecare ale unei mori de cereale funcţionează cu ungere cu inel. Ştiind că regimul de solicitare este $F_r = 950$ daN/lagăr şi $n = 1500$ rot/min, diametrul fusului, determinat din condiţiile de încărcare, fiind $d = 60$ mm, să se determine : presiunea de contact efectivă şi tipul de material ce trebuie utilizat pentru construcţia cuzinetului ; viscozitatea lubrifiantului ce trebuie utilizat ; volumul de ulei din baia lagărului (lagărul funcţionînd cu bae proprie de ungere şi răcire).

16

RULMENȚI

Rulmenții sînt lagăre de rostogolire cu elemente intermediare (bile, role) montate între două inele — interior și exterior — sau fără inele.

NOTAȚII FOLOSITE

a — parametrul care ține seama de tipul ungerii și răcirii;
C, C_0 — capacitatea de încărcare dinamică, respectiv statică;
f_0 — factorul de siguranță pentru solicitarea statică;
f_d — factorul suplimentar; se folosește în funcție de regimul de funcționare al mașinilor;
f_s — factorul de șoc; se folosește în cazul sarcinilor cu șoc, la rulmenții roților autovehiculelor;
f_t — factorul de temperatură;
f_z — factorul suplimentar; se folosește în funcție de viteza periferică și calitatea elementelor de antrenare;
F_r, F_a — sarcina radială, respectiv axială care solicită rulmentul;
F_{adm} — sarcina axială admisibilă la rulmenții cu role, cu gulere la inelul interior și exterior;
$F_{a\,min}$ — sarcina axială minimă pentru un rulment axial;
L — durabilitatea calculată sau nominală în milioane de rotații ale inelului interior;
L_h — durata de funcționare a rulmentului, în ore;
L_{h1}, L_{h2}... — durata de funcționare corespunzătoare perioadei de acționare a forțelor P_1, P_2...;
M — coeficient, specific rulmenților axiali, pentru limitarea valorii minime a sarcinii axiale;
$n_{1,2,3}$... — turația (turațiile) de regim;
p — exponentul durabilității; depinde de felul contactului dintre corpul de rostogolire și inele (experimental: $p = 3$ pentru rulmenții cu bile și $p = 10/3$ pentru rulmenții cu role);
P, P_0 — sarcina echivalentă, pentru rulmenții cu $n > 10$, respectiv cu $n < 10$;
P_m — sarcina medie de calcul;
Q — constanta încărcării axiale (pentru rulmenții cu role cilindrice);

$q_{1,2,3}\ldots$ — perioada de timp în care acţionează forţele P_1, $P_2\ldots$ asupra rulmentului;
V — factorul care ţine seama care inel se roteşte: $V = 1$, inel interior rotitor; $V = 1{,}2$, inel exterior rotitor;
X, Y — factorul radial, respectiv axial [56, 57].

RELAŢIILE ŞI METODICA DE CALCUL

Rulmenţii se aleg sau se verifică — în funcţie de elementele cunoscute — cu relaţiile indicate în tabelele 37 şi 38.

Tabelul 37

Metodica şi relaţiile pentru alegerea şi verificarea rulmenţilor
[13, 39, 56, 57]

Regim de funcţionare	Cazul de rezolvare	Elemente cunoscute	Relaţiile de calcul	Relaţiile ajutătoare de calcul
$n < 10$	1	C_0, P_0	$f_0 = \frac{C_0}{P_0}$	$P_0 = X_0F_r + Y_0F_a$; X_0, Y_0 — coeficienţi caracteristici tipului de rulment adoptat [56; 57]; f_0 — v. tabelul AI-20.
	2	P_0, f_0	$C_0 \geqslant P_0f_0$	
	3	C_0, f_0	$P_0 \leqslant \frac{C_0}{f_0}$	
$n > 10$	4	F_r, F_a n, C	$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \frac{L_hn\,60}{10^6}$	$L_h = \frac{L\cdot 10^6}{60\,n}$; $e = f\left(\frac{F_a}{C_0}\right)$; *Cazuri posibile*: a) $\frac{F_a}{F_r} \geqslant e$; $P = XVF_r + YF_a$; b) $\frac{F_a}{F_r} < e$; $P = XVF_r$, X, Y din [56, 57]
	5	F_r, F_a n, L, L_h	$C = P\sqrt[p]{L}$	
	6	n, C L, L_h	$P = \frac{C}{\sqrt[p]{L}}$	
	7	F_r, F_a C, L, L_h	$n = \frac{L\cdot 10^6}{L_h60}$	

Relaţiile şi metodica de calcul — pentru cazul sarcinilor şi turaţiilor constante — sînt prezentate în tabelul 37, proiectantul urmînd să stabilească — în funcţie de elementele cunoscute — în care caz de rezolvare se încadrează problema respectivă.

La rulmenţii radiali cu role cilindrice — cu gulere la inelul exterior şi interior — sarcina axială admisibilă la valori medii ale turaţiei, se determină cu relaţia [56, 57]:

$$F_{adm} = a\,\frac{Q}{n}\,\text{daN},$$

limitîndu-se la valorile :

— pentru rulmenţii din seria îngustă 10, 2, 3, 4, $F_{adm} < 0,5\ C_0$;

— pentru rulmenţii din seria lată 22 şi 23, $F_{adm} < 0,3\ C_0$.

Funcţionarea rulmenţilor axiali — la turaţii mari — este necorespunzătoare. Pentru a asigura o funcţionare corespunzătoare, rulmentul trebuie să fie solicitat de o forţă axială minimă [13, 39, 56, 57] :

$$F_{adm} = M \left(\frac{n}{1000}\right)^2 \text{daN},$$

unde : M este o constantă caracteristică rulmenţilor axiali [56, 57].

Într-o serie de cazuri, sarcinile şi turaţiile — pe toată durata de funcţionare — nu sînt constante. Este cazul rulmenţilor care funcţionează în *regim nestaţionar* (de exemplu : rulmenţii întrebuinţaţi la maşinile-unelte, dar, în special, rulmenţii folosiţi în construcţia automobilelor şi tractoarelor).

Rulmenţii care funcţionează în regim nestaţionar se calculează în funcţie de o sarcină echivalentă P_m, considerînd că la această sarcină rulmenţii ar fi exploataţi în regim staţionar, cu aceiaşi durabilitate ca şi în cazul funcţionării în regimul nestaţionar dat. Această sarcină echivalentă este denumită *sarcină medie de calcul*, determinîndu-se cu relaţiile indicate în tabelul 38 [39, 56, 57], în funcţie de mărimea variabilă.

Tabelul 38

Relaţiile pentru alegerea şi verificarea rulmenţilor care funcţionează în regim nestaţionar [39, 56, 57]

Mărimea variabilă	Valoarea medie a mărimii variabile	Relaţia de calcul în care intră mărimea calculată
Turaţia	$n_m = \frac{q_1}{100} n_1 + \frac{q_2}{100} n_2 + \ldots + \frac{q_n}{100} n_n$	$L_h = \frac{L\ 10^6}{60\ n_m}$; $L = \frac{L_h\ n_m\ 60}{10^6}$
Sarcina	$P_m = \sqrt[3]{P_1^3 \frac{q_1}{100} + P_2^3 \frac{q_2}{100} + \ldots + P_n^3 \frac{q_n}{100}}$	$L = \left(\frac{C}{P_m}\right)^p$; $C = P_m \sqrt[p]{L}$
Turaţia şi sarcina	$P_m = \sqrt[3]{P_1^3 \frac{n_1}{n_m} \frac{q_1}{100} + P_2^3 \frac{n_2}{n_m} \frac{q_2}{100} + \ldots + P_n^3 \frac{n_n}{n_m} \frac{q_n}{100}}$	$L = \left(\frac{C}{P_m}\right)^p$; $L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60\ n_m}$ *) $L_{hm} = \frac{10^5}{q_1/L_{h1} + q_2/L_{h2} + \ldots + q_n/L_{hn}}$ **)
Turaţie constantă, variaţia liniară a sarcinii	$P_m = \frac{P_{min} + 2P_{max}}{3}$	$L = \left(\frac{C}{P_m}\right)^p$; $C = P_m \sqrt[p]{L}$

*) n_m se determină cu relaţia din primul aliniat ($n \neq$ ct.)

**) $L_{h1}, L_{h2} \ldots L_{hn}$ — duratele de funcţionare, în mii ore, corespunzătoare fiecărui regim de funcţionare, definit de $q_1, q_2, \ldots q_n$.

$$L_1 = \left(\frac{C}{P_1}\right)^p ;\ L_{h1} = \frac{L_1\ 10^3}{60\ n_1}\ \text{[mii ore]};$$

$$L_2 = \left(\frac{C}{P_2}\right)^p ;\ L_{h2} = \frac{L_2\ 10^3}{60\ n_2}\ \text{[mii ore]} \ldots \text{etc.}$$

Cazurile de rezolvare rămîn identice cu cele prezentate în tabelul 37 însă, elementele componente ale relaţiilor se determină în funcţie de mărimile variabile care intervin (v. tabelul 38).

Durabilitatea rulmenţilor se determină cu relaţia :

$$L = \left(\frac{Cf_t}{f_s f_z f_d P_m}\right)^p .$$

În cazul în care temperatura de funcţionare este mai mică de 120°C*) şi nu se impun condiţii speciale — sarcini cu şoc, viteza periferică, calitatea elementelor de antrenare şi specificul utilajelor — se consideră $f_t = f_s = f_z = f_d = 1$, relaţia de calcul a durabilităţii fiind de forma $L = \left(\frac{C}{P}\right)^p$. Dacă se impun condiţii speciale, se introduc factorii de corecţie : f_s = conform tabelului AI-22 ; f_z — conform tabelului AI-23 şi f_d — conform tabelului AI-24 [56, 57].

La un ansamblu de rulmenţi identici, capacitatea de încărcare dinamică a sistemului nu este egală cu capacitatea de încărcare a unui singur rulment multiplicată cu numărul de rulmenţi ; s-au determinat experimental coeficienţii care stabilesc capacitatea de încărcare a ansamblului de rulmenţi (tabelul 39) [13, 56, 57].

Tabelul 39

Capacitatea de încărcare a ansamblurilor de rulmenţi
[39, 56, 57]

Tipul rulmentului	Nr. de rulmenţi	Capacitatea de încărcare dinamică	Capacitatea de încărcare statică
Rulmenţi radiali şi radiali axiali cu bile	2	$C = 1{,}625\ C_1$	$C_0 = 2C_{01}$
	3	$C = 2{,}20\ C_1$	$C_0 = 3C_{01}$
Rulmenţi radiali — axiali cu role conice	2	$C = 1{,}715\ C_1$	$C_0 = 2C_{01}$
	3	$C = 2{,}35\ C_1$	$C_0 = 3C_{01}$

Observaţie : C_{01}, C_1 — capacitatea de încărcare statică, respectiv dinamică a unui rulment.

215 Să se determine durabilitatea rulmentului radial cu bile 6305 solicitat de o forţă radială constantă $F_r = 200$ daN la o turaţie $n = 1000$ rot/min.

Rezolvare :

Corespunde cazului 4 de rezolvare (v. tabelul 37), cunoscîndu-se F_r, n şi C ; C se determină din [56, 57], în funcţie de tipul rulmentului.

---

*) Dacă temperatura este mai mare de 120°C se introduce factorul f_t, ale cărui valori se iau din tabelul AI-21.

Se calculează durabilitatea

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{1660}{200}\right)^3 = 572 \text{ milioane rotații},$$

unde: $C = 1660$ daN; $P = F_r = 200$ daN.

Durata de funcționare a rulmentului

$$L_h = \frac{L\,10^6}{n\,60} = \frac{572 \cdot 10^6}{1000 \cdot 60} = 9533 \text{ ore.}$$

216 Asupra rulmentului 6305 acționează atît forțe radiale cît și axiale. Știind că forța radială este $F_r = 200$ daN să se determine care este durabilitatea rulmentului (pentru $n = 1000$ rot/min) în cazul în care acționează în același timp și o forță axială $F_a = 40$ daN. Cu cît se micșorează durabilitatea rulmentului, dacă valoarea forței axiale este $F_a = 125$ daN?

Rezolvare:

Conform tabelului 37, corespunde cazului 4 de rezolvare. Din [56, 57] rezultă: $C = 1660$ daN, $C_0 = 1040$ daN.

Se determină:

a) $\dfrac{F_a}{C_0} = \dfrac{40}{1040} = 0{,}0384$ pentru care $e = 0{,}24$;

b) $\dfrac{F_a}{C_0} = \dfrac{125}{1040} = 0{,}12$, pentru care $e = 0{,}304$.

Se calculează raportul F_a/F_r

a) $\dfrac{F_a}{F_r} = \dfrac{40}{200} = 0{,}2 < e = 0{,}24$; $P = F_r = 200$ daN;

b) $\dfrac{F_a}{F_r} = \dfrac{125}{200} = 0{,}625 > e = 0{,}304$;

$$P = XVF_r + YF_a = 0{,}56 \cdot 1 \cdot 200 + 1{,}43 \cdot 125 = 291 \text{ daN},$$

cu: $X = 0{,}56$, $Y = 1{,}43$, $V = 1$.

Se stabilește durabilitatea pentru cele două cazuri:

a) $L = \left(\dfrac{1660}{200}\right)^3 = 572$ milioane rotații; $L_{ha} = \dfrac{L\,10^6}{n\,60} = \dfrac{572 \cdot 10^6}{10^3 \cdot 60} =$

$= 9530$ ore,

b) $L = \left(\frac{1660}{291}\right)^3 = 185$ milioane rotații ; $L_{hb} = \frac{L\,10^6}{n\,60} = \frac{185 \cdot 10^6}{10^3 \cdot 60} =$
$= 3083$ ore,

de unde :

$$\frac{L_{ha}}{L_{hb}} = \frac{9530}{3083} = 3{,}09,$$

durabilitatea rulmentului micșorîndu-se de 3,09 ori.

217 Care este rulmentul radial ce poate fi montat pe un arbore cu diametrul $d = 55\ldots60$ mm, știind că lagărul este solicitat de o forță radială $F_r = 500$ daN, la o turație $n = 1600$ rot/min, trebuind asigurată o funcționare $L_h = 12\,500$ ore? Dar în cazul în care acționează și o forță axială $F_a = 150$ daN?

Rezolvare :

Conform tabelului 37, corespunde cazului 5 de rezolvare.
Se calculează

$$P = F_r = 500 \text{ daN};$$

$$L = \frac{L_h\, n\, 60}{10^6} = \frac{12500 \cdot 1600 \cdot 60}{10^6} = 1200 \text{ milioane rotații},$$

$$C = 500\sqrt[3]{1200} = 5315 \text{ daN}.$$

Din [56, 57], în funcție de capacitatea dinamică C, se poate alege unul din rulmenții :

6311 cu $C = 5600$ daN ; 6212 cu $C = 4050$ daN ; 6312 cu $C =$ $= 6400$ daN.

În cazul în care acționează și forța axială $F_a = 150$ daN, problema se poate rezolva numai prin încercări — verificîndu-se un rulment adoptat — deoarece în relația $C = P\sqrt[p]{L}$ sînt două necunoscute *), în funcție de care se aleg coeficienții X și Y.

Pentru intervalul impus de diametre, se aleg rulmenții indicați în tabelul 40.

Conform relației $L = \left(\frac{C}{P}\right)^p$ se obține :

6212 415 mil. rot., rezultînd $L_h = 4320$ ore;

6311 1000 mil. rot., rezultînd $L_h = 10450$ ore;

6312 1425 mil. rot., rezultînd $L_h = 14820$ ore.

---

*) Capacitatea de încărcare dinamică și statică.

Datele caracteristice ale rulmenților pentru problema 217

Rulmentul	C, daN	C_0, daN	$\frac{F_a}{C_0}$	e	$\frac{F_a}{F_r}$	X	Y	P, daN
6212	4050	3200	0,0468	0,2468	0,3> e	0,56	1,75	543
6311	5600	4250	0,0353	0,234	0,3> e	0,56	1,89	559
6312	6400	4800	0,0313	0,229	0,3> e	0,56	1,92	568

Se poate accepta un rulment 6312 cu $L_h > L_{h\,impus}$. În cazul în care condițiile de montaj ale rulmentului permit înlocuirea acestuia, poate fi folosit rulmentul 6212 ; se întrebuințează trei rulmenți — fiecare înlocuindu-se după cca 4300 ore — pe toată durata de funcționare.

Observație. În cazul în care raportul $\frac{F_a}{F_r}$ este mai mic decît factorul e — luat din catalog — se poate determina capacitatea de încărcare necesară a rulmenților cu bile, în relația sarcinii echivalente introducîndu-se $X = 1$ și $Y = 0$.

218 Care este durabilitatea rulmentului radial cu bile pe un rînd 6408 ($C = 5000$ daN, $C_0=3750$ daN), dacă asupra acestuia acționează o sarcină radială $F_r = 600$ daN și una axială $F_a = 175$ daN, la o turație $n = 1000$ rot/min. Rulmentul este montat pe arborele unei mașini-unelte, factorul suplimentar fiind $f_d = 1{,}5$.

Rezolvare :

Corespunde cazului 4 de rezolvare (v. tabelul 37), fiind date : F_r, F_a, n, C, C_0.

În funcție de $\frac{F_a}{C_o} = \frac{175}{3750}$ se determină $e = 0{,}2466$ și $Y = 1{,}76$;

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{175}{600} = 0{,}292 > e.$$

Sarcina echivalentă este în acest caz :

$$P = 0{,}56\,F_r + 1{,}76\ F_a = 0{,}56\cdot 600 + 1{,}76\cdot 175 = 644\ \text{daN},$$

sarcina echivalentă corectată fiind :

$$P' = f_d P = 1{,}5\cdot 644 = 966\ \text{daN}.$$

Durabilitatea

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{5000}{966}\right)^3 = 138\ \text{milioane rotații},$$

iar durata de funcţionare

$$L_h = \frac{L\,10^6}{n\,60} = \frac{138 \cdot 10^6}{1000 \cdot 60} = 2300 \text{ ore.}$$

219 Să se stabilească care este rulmentul radial cu bile pe un rînd, care asigură o durată de funcţionare $L_h=5000$ ore, la turaţia $n = 1000$ rot/min. Regimul de funcţionare al rulmentului este: $P_1 = 300$ daN, la $L_{h1} = 1200$ ore; $P_2 = 500$ daN, la $L_{h2} = 1000$ ore şi $P_3 = 180$ daN, la $L_{h3} = 2800$ ore. Diametrul fusului $d = 35$ mm.

Rezolvare :

Se calculează sarcina medie P_m conform tabelului 38 :

$$P_m = \sqrt[3]{P_1^3 \frac{q_1}{100} + P_2^3 \frac{q_2}{100} + P_3^3 \frac{q_3}{100}} =$$

$$= \sqrt[3]{300^3 \frac{24}{100} + 500^3 \frac{20}{100} + 180^3 \frac{56}{100}} = 325 \text{ daN},$$

unde :

$$q_1 = \frac{L_{h1}}{L_h} \cdot 100 = \frac{1200}{5000} \cdot 100 = 24\,\%;$$

$$q_2 = \frac{L_{h2}}{L_h} \cdot 100 = \frac{1000}{5000} \cdot 100 = 20\,\%;$$

$$q_3 = \frac{L_{h3}}{L_h} \cdot 100 = \frac{2800}{5000} \cdot 100 = 56\,\%.$$

Se determină durabilitatea

$$L = \frac{60\,L_h\,n}{10^6} = \frac{60 \cdot 5000 \cdot 1000}{10^6} = 300 \text{ milioane rotaţii},$$

obţinîndu-se capacitatea dinamică

$$C = \sqrt[3]{L}\,P_m = \sqrt[3]{300} \cdot 325 = 2170 \text{ daN}.$$

Din [56, 57] se adoptă rulmentul 6207 cu $C = 2000$ daN.

220 Să se stabilească rulmentul radial cu bile, pe un rînd, care poate să asigure o durată de funcționare $L_h = 8000$ ore, în următorul regim de funcționare; $L_{h1} = 1800$ ore la $n_1 = 1700$ rot/min și $P_1 = 100$ daN; $L_{h2} = 3000$ ore la $n_2 = 800$ rot/min și $P_2 = 400$ daN; $L_{h3} = 3200$ ore la $n_3 = 1000$ rot/min și $P_3 = 250$ daN. Diametrul fusului este $d = 40$ mm.

Rezolvare :

Se calculează sarcina medie (v. tabelul 38) :

$$P_m = \sqrt[3]{P_1^3 \frac{n_1}{n_m} \cdot \frac{q_1}{100} + P_2^3 \frac{n_2}{n_m} \cdot \frac{q_2}{100} + P_3^3 \frac{n_3}{n_m} \cdot \frac{q_3}{100}};$$

unde :

$$q_1 = \frac{L_{h1}}{L_h} \cdot 100 = \frac{1800}{8000} \cdot 100 = 22,5\,\%;$$

$$q_2 = \frac{L_{h2}}{L_h} \cdot 100 = \frac{3000}{8000} \cdot 100 = 37,5\,\%;$$

$$q_3 = \frac{L_{h3}}{L_h} \cdot 100 = \frac{3200}{8000} \cdot 100 = 40\,\%;$$

$$n_m = n_1 \frac{q_1}{100} + n_2 \frac{q_2}{100} + n_3 \frac{q_3}{100} = 1700 \frac{22,5}{100} + 800 \frac{37,5}{100} + 1000 \frac{40}{100} = 1080 \text{ rot/min};$$

obținîndu-se

$$P_m = \sqrt[3]{100^3 \frac{1700}{1080} \cdot \frac{22,5}{100} + 400^3 \frac{800}{1080} \cdot \frac{37,5}{100} + 250^3 \frac{1000}{1080} \cdot \frac{40}{100}} = 295 \text{ daN}.$$

Durabilitatea rulmentului este

$$L_m = \frac{60\, L_h n_m}{10^6} = \frac{60 \cdot 8000 \cdot 1080}{10^6} = 518 \text{ milioane rotații},$$

iar capacitatea dinamică a acestuia

$$C = \sqrt[3]{L_m} \cdot P_m = \sqrt[3]{518} \cdot 295 = 2360 \text{ daN}.$$

Din [56, 57] se alege rulmentul 6208, cu $C = 2400$ daN.

221 Ce rulmenţi radial-axiali cu bile — montaţi perechi — se pot folosi, pentru a prelua o sarcină radială $F_r = 150$ daN şi una axială $F_a = 600$ daN, la o turaţie $n = 1250$ rot/min, timp de 15000 ore de funcţionare. Temperatura de regim este de 200°C. Care tip de montaj este mai avantajos : tandem, O sau X?

Rezolvare :

La rulmenţii radial-axiali, montaţi perechi, factorul e este 1,14 [56, 57]. Se compară raportul $F_a/F_r = 600/150 = 4$, cu factorul e, rezultînd $4 > e = 1,14$.

Se determină sarcina echivalentă [39, 56, 57] pentru $F_a/F_r > e$:

— rulmenţi montaţi tandem :

$$P = 0,35\ F_r + 0,57\ F_a = 0,35 \cdot 150 + 0,57 \cdot 600 = 394,5 \text{ daN};$$

— rulmenţi montaţi O şi X :

$$P = 0,57\ F_r + 0,93\ F_a = 0,57 \cdot 150 + 0,93 \cdot 600 = 643,5 \text{ daN}.$$

Durabilitatea corespunzătoare unei durate de funcţionare $L_h = 15000$ ore, la o turaţie $n = 1250$ rot/min, este

$$L = \frac{L_h n 60}{10^6} = \frac{15000 \cdot 1250 \cdot 60}{10^6} = 1125 \text{ milioane de rotaţii.}$$

Se determină capacitatea de încărcare dinamică :

— rulmenţi montaţi tandem : $C_t = P\sqrt[p]{L} = 394,5\sqrt[3]{1125} = 4103$ daN;

— rulmenţi montaţi O şi X : $C_t = P\sqrt[p]{L} = 643,5\sqrt[3]{1125} = 6692$ daN.

Deoarece rulmenţii funcţionează la o temperatură mai mare de 120°C se determină capacitatea de încărcare necesară, în funcţie de factorul de temperatură $f_t = 0,85$ (v. tabelul AI-19) :

— rulmenţi montaţi tandem, $C = \dfrac{C_t}{f_t} = \dfrac{4103}{0,85} = 4827$ daN;

— rulmenţi montaţi X şi O, $C = \dfrac{C_t}{f_t} = \dfrac{6692}{0,85} = 7873$ daN.

Corespunzător capacităţii de încărcare necesară se aleg rulmenţii :

— tandem : 7308 B—WT cu $C = 6300$ daN; $C_0 = 5700$ daN;

— O şi X : 7310 B—WT cu $C = 9000$ daN; $C_0 = 8500$ daN.

Din punct de vedere al dimensiunilor este mai avantajos montajul tandem; acesta poate prelua sarcina axială numai într-un singur sens.

222 Rulmentul radial-axial cu bile pe două rînduri 3210 — cu $C=4550$ daN — trebuie să asigure o durată de funcționare de $L_h=20000$ ore, la $n=1000$ rot/min. Care este sarcina radială și axială pe care o poate prelua, știind că $F_r=2F_a$? Care este durata de funcționare a rulmentului — în procente, din durata impusă — în cazul în care asupra lagărului acționează o forță radială $F_r=500$ daN, păstrînd raportul $F_r=2F_a$?

Rezolvare :

Cunoscînd durata de funcționare se determină durabilitatea :

$$L_1=\frac{60\,n\,L_h}{10^6}=\frac{60\cdot1000\cdot20000}{10^6}=1200 \text{ milioane rotații.}$$

Conform relațiilor corespunzătoare cazului 6 (v. tabelul 37) :

$$P_1=\frac{C}{\sqrt[p]{L}}=\frac{4550}{\sqrt[3]{1200}}=\frac{4550}{10{,}65}=427 \text{ daN,}$$

dar :

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}}=0{,}5<e=0{,}95 \text{ (din [56, 57]).}$$

Prin urmare :

$$P_1=F_{r1}+0{,}66\;F_{a1}.$$

Ținînd seama de relația dintre F_r și F_a — indicată prin temă — se obține :

$$P_1=F_{r1}+0{,}33\,F_{r1}=1{,}33\;F_{r1},$$

$$F_{r1}=\frac{P_1}{1{,}33}=320 \text{ daN};\; F_{a1}=160 \text{ daN.}$$

Impunîndu-se F_r, păstrînd, însă, relația dintre F_r și F_a, se obține raportul $F_{a2}/F_{r2}=0{,}5<e$, deci :

$$P_2=1{,}33\;F_{r2}=665 \text{ daN.}$$

Durabilitatea rulmentului este în acest caz :

$$L_2=\left(\frac{C}{P_2}\right)^p=\left(\frac{4550}{665}\right)^3=320 \text{ milioane rotații,}$$

durata de funcționare corespunzătoare fiind :

$$L_{h2}=\frac{10^6\,L_2}{60\,n}=\frac{10^6\cdot320}{60\cdot1000}=5345 \text{ ore.}$$

În al doilea caz, rulmentul funcţionează doar $\frac{L_{h2}}{L_{h1}} \% = \frac{5345}{20000} \cdot 100\% = 26,7\%$ din timpul de funcţionare impus.

223 Broşa unei maşini de găurit, acţionată de un motor electric cu o putere de 3 kW la turaţii cuprinse între 500 şi 7500 rot/min, este reprezentată în figura 140. Forţa axială maximă — în procesul de burghiere — este $F_a = 300$ daN şi sarcina radială maximă $F_r = 100$ daN. Să se stabilească durata de funcţionare a rulmenţilor, considerînd o turaţie medie $n_{med} = 3200$ rot/min.

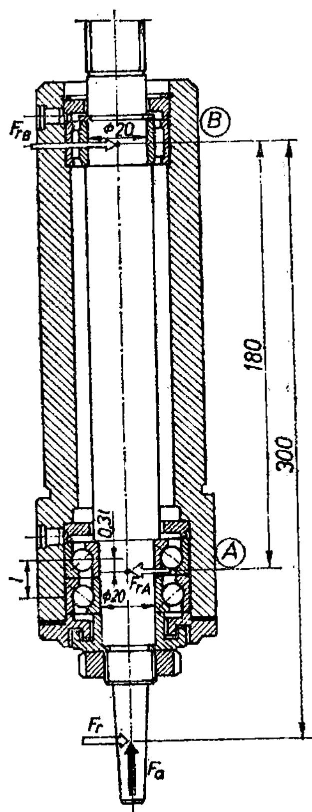


Fig. 140

Rezolvare :

Se determină reacţiunile :

$$\Sigma M_B = 0 ; \ 18F_{rA} - 30F_r = 0 ;$$

$$F_{rA} = \frac{30}{18}F_r = \frac{30}{18}100 = 167 \text{ daN}.$$

Similar :

$$F_{rB} = \frac{12}{18}F_r = \frac{12}{18}100 = 67 \text{ daN}.$$

Se determină durata de funcţionare a rulmenţilor :

— *Reazemul A* preia sarcina radială F_{rA} şi toată sarcina axială F_a. Se montează rulmenţi radial-axiali cu bile montaţi perechi — în 0. Pentru diametrul $d = 20$ mm se aleg rulmenţi radial-axiali cu bile montaţi perechi, 7304 B — WB cu $C_0 = 1930$ daN şi $C = 2400$ daN.

Pentru $\frac{F_a}{F_{rA}} = \frac{300}{167} = 1,79 > e = 1,14$ rezultă

$$P = 0,57\ F_r + 0,93\ F_a = 0,57 \cdot 100 + 0,93 \cdot 300 = 336 \text{ daN}.$$

În funcţie de raportul $\frac{C}{P} = \frac{2400}{336} = 7,14$ din [56, 57], pentru $\frac{C}{P} = 7,14$ şi $n = 3200$ rot/min, se obţine $L_h \approx 1925$ ore.

— *Reazemul B* preia numai sarcina radială $F_{rB} = 67$ daN ; prin urmare $P = F_r$. Se adoptă un rulment cu ace NA 4904 cu $C = 1040$ daN şi $C_0 = 1080$ daN. În funcţie de raportul $\frac{C}{P} = \frac{1040}{67} = 15,52$, din [56, 57], pentru $\frac{C}{P} = 15,52$ şi $n = 3200$ rot/min, se obţine $L_h \approx 50\,000$ ore.

Acest rulment este puţin solicitat, folosindu-se pentru sprijinirea şi centrarea broşei.

224 Lagărul unui arbore de intrare — dintr-un reductor melcat — este solicitat de o sarcină radială $F_r = 750$ daN şi una axială $F_a = 500$ daN, la o turaţie $n = 2500$ rot/min. Se impune o durată de funcţionare de 5000 ore în condiţiile ungerii cu ulei, existînd o bună evacuare a căldurii; diametrul arborelui în dreptul lagărului 35...40 mm.

Rezolvare :

Se vor studia mai multe soluţii, adoptîndu-se cea mai avantajoasă. Deoarece se cunosc F_r, F_a, L_h şi n, problema corespunde cazului 5 de rezolvare, din tabelul 37.

Durabilitatea se determină cu relaţia (v. tabelul 37):

$$L = \frac{60\,n\,L_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 2500 \cdot 5000}{10^6} = 750 \text{ milioane rotaţii.}$$

În funcţie de această durabilitate se obţine din [56, 57]:

$$\frac{C}{P} = 9{,}11, \text{ pentru rulmenţii cu bile; } C = 9{,}11\ P;$$

$$\frac{C}{P} = 7{,}30, \text{ pentru rulmenţii cu role; } C = 7{,}30\ P.$$

a) Se alege varianta rulmenţilor radial-axiali cu bile, montaţi în 0 (seria 73 B—WB):

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{500}{750} = 0{,}66 < e = 1{,}14 \ [56,\ 57].$$

În acest caz:

$$P = F_r + 0{,}55\,F_a = 750 + 0{,}55 \cdot 500 = 1025 \text{ daN.}$$

Pentru rulmenţii cu bile s-a obţinut anterior $\frac{C}{P} = 9{,}11$, deci

$$C = 9{,}11\ P = 9{,}11 \cdot 1025 = 9338 \text{ daN.}$$

Perechea de rulmenţi care corespunde, este 7311 B—WB cu $C = 10\,000$ daN şi $C_0 = 9800$ daN; diametrul alezajului este însă 55 mm, deci soluţia nu corespunde.

b) Se alege varianta rulmenţilor radial-axiali cu bile, pe două rînduri, seriile 32 şi 33:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0{,}66 < e = 0{,}95 \ [56,\ 57].$$

Prin urmare :

$$P = F_r + 0{,}66 F_a = 750 + 0{,}66 \cdot 500 = 1080 \text{ daN}.$$

Pentru rulmenţii cu bile, capacitatea de încărcare este :

$$C = 9{,}11\ P = 9{,}11 \cdot 1080 = 9839 \text{ daN}.$$

Din seria 32 corespunde rulmentul 3217 cu $C = 10000$ daN şi $C_0 = 11200$ daN. Din seria 33 corespunde rulmentul 3312 cu $C = 10200$ daN şi $C_0 = 11000$ daN. În ambele cazuri, diametrul alezajului rulmentului este mai mare decît cel impus (85 mm, respectiv 60 mm).

c) Se alege varianta cu doi rulmenţi radial-axiali cu role conice, montaţi perechi. Pentru grupul de rulmenţi 30205—30208 şi 32206—32208 se obţine $e = 0{,}37$ şi $Y = 1{,}6$. Atunci :

$$\frac{F_a}{F_r} = 0{,}66 > e,$$

şi

$$P = 0{,}4\ F_r + Y F_a = 0{,}4 \cdot 750 + 1{,}6 \cdot 500 = 1100 \text{ daN}.$$

În acest caz :

$$C = 7{,}3\ P = 7{,}3 \cdot 1100 = 8030 \text{ daN}.$$

Această valoare corespunde capacităţii necesare a doi rulmenţi, montaţi perechi. Pentru un singur rulment, conform tabelului 39

$$C_1 = \frac{C}{1{,}715} = \frac{8030}{1{,}715} = 4682 \text{ daN}.$$

Se pot alege doi rulmenţi cu role conice 32208, cu $C = 4750$ daN şi $C_0 = 4050$ daN şi diametrul alezajului rulmentului $d = 40$ mm.

d) 1. Se alege o variantă combinată : un rulment radial cu role cilindrice pe un rînd care să preia doar sarcina radială şi un rulment radial-axial, cu bile, cu contact în patru puncte, pentru preluarea sarcinii axiale.

Pentru preluarea sarcinii axiale, se acceptă un rulment de tip QJ :

$$\frac{F_a}{F_r} = 0{,}66 < e = 0{,}95 \ [56,\ 57].$$

Deoarece rulmentul nu este solicitat de sarcina radială F_r, se poate considera :

$$P = 0{,}66 F_a = 0{,}66 \cdot 500 = 330 \text{ daN}.$$

Capacitatea de încărcare pentru acest rulment :

$$C = 9{,}11 P = 9{,}11 \cdot 330 = 3006 \text{ daN}.$$

Acestei capacităţi îi corespunde un rulment QJ 207, cu $C = 3450$ daN şi $C_0 = 3050$ daN.

Pentru preluarea sarcinii radiale se alege un rulment seria NU. Sarcina echivalentă este

$$P = F_r = 750 \text{ daN},$$

iar capacitatea de încărcare

$$C = 7{,}3P = 7{,}3 \cdot 750 = 5475 \text{ daN},$$

ceea ce corespunde unui rulment NU 2308, cu $C = 6100$ daN și $C_0 = 4950$ daN. Diametrele alezajelor celor doi rulmenți sînt în limitele impuse. Se poate folosi acest montaj cu condiția ca ansamblul să fie astfel executat încît rulmenții să preia doar sarcina la care au fost calculați.

2. Pentru preluarea sarcinii axiale se pot folosi și rulmenți axiali cu bile, sarcina echivalentă fiind :

$$P = F_a = 500 \text{ daN},$$

iar capacitatea de încărcare :

$$C = 9{,}11 \cdot 500 = 4555 \text{ daN}.$$

Acestei valori îi corespunde un rulment 51308 cu $C = 5400$ daN și $C_0 = 11200$ daN (rulment cu simplu efect) ; se montează perechi, pentru preluarea sarcinii axiale în ambele sensuri ; sau rulmentul 52308 cu $C = 5400$ daN și $C_0 = 11200$ daN (cu dublu efect). Acești rulmenți corespund și din punctul de vedere al turației limită ; turația la care funcționează rulmenții este $n = 2500 < n_{limită} = 2800$ rot/min (v. [56, 57]). Rulmenții se vor monta conform fig. 141.

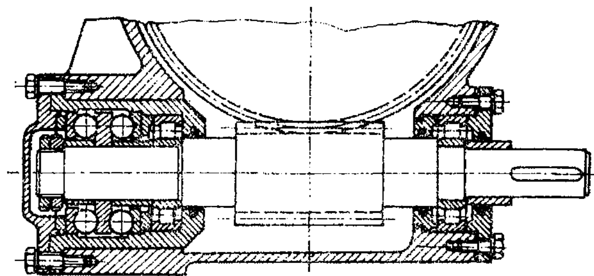


Fig. 141

225 Să se aleagă rulmentul corespunzător, care să poată prelua o sarcină radială $F_r = 700$ daN și una axială $F_a = 200$ daN, la $n = 1250$ rot/min. Durata de funcționare impusă este de 5000 ore. Să se compare soluțiile cu rulmenți radiali cu bile și role. Nodul de rulmenți se unge cu ulei, existînd o bună evacuare a căldurii. Diametrul arborelui se preconizează a fi 40...50 mm.

Rezolvare :

a) Pentru trei rulmenți radiali cu bile pe un rînd se întocmește tabelul 41, alegîndu-se rulmenții din seria 6408.

Datele caracteristice ale rulmenților, pentru problema 225

Rulmentul	C, daN	C_0, daN	$\frac{F_a}{C_0}$	e	$\frac{F_a}{F_r}$	X	Y	P, daN	$\frac{C}{P}$	$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p$	L_h, ore
6310	4800	3550	0,0564	0,2564		0,56	1,7	732	6,55	281	3750
6408	5000	3750	0,0455	0,2455	0,286	0,56	1,775	747	8,03	520	6940
6410	6800	5000	0,04	0,24		0,56	1,8	752	9,05	742	9900

b) Se aleg rulmenți radiali cu role pe un rînd din seria NUP. Din relația $F_{adm} = a \frac{Q}{n}$ se determină*) :

$$Q = \frac{n F_a}{a} = \frac{1250 \cdot 200}{200} = 1250.$$

În funcție de Q și respectînd condițiile de diametru se aleg rulmenții :
NUP 208 : $Q = 1300$; $C = 3500$ daN ; $C_0 = 2400$ daN ;
NUP 2208 : $Q = 1300$; $C = 4600$ daN ; $C_0 = 3550$ daN.
Cunoscînd durata de funcționare L_h și turația se poate determina

$$L = \frac{L_h n\, 60}{10^6} = \frac{5000 \cdot 1250 \cdot 60}{10^6} = 375 \text{ milioane rotații,}$$

și valoarea raportului

$$\frac{C}{P} = \sqrt[\frac{10}{3}]{L} = \sqrt[\frac{10}{3}]{375} = 5{,}94.$$

Știind că $P = F_r$ se obține $C_{nec} = 5{,}94\ P = 5{,}94 \cdot 700 = 4158$ daN. Rulmentul corespunzător este NUP 2208 ($C > C_{nec}$).
Se verifică dacă rulmentul ales corespunde sarcinii $F_a = 200$ daN :

$$F_{adm} = a \frac{Q}{n} = 200\ \frac{1300}{1250} = 208 > F_a = 200 \text{ daN}.$$

Se verifică condiția : $F_{adm} < 0{,}3\ C_0$, ceea ce limitează sarcina axială [56, 57] :

$$F_{adm} < 0{,}3 \cdot 3550 = 1065 \text{ daN}.$$

*) Coeficientul a se alege din tabelul AI-25, în funcție de condițiile de ungere și răcire date.

În concluzie, dintre rulmenții aleși — în cele două variante — rulmentul cu role cilindrice are capacitatea de încărcare mai apropiată de cea necesară, fiind, deci, de preferat rulmentului cu bile.

226 Un arbore lung — solicitat de sarcini radiale și axiale mari — se montează pe două lagăre formate din rulmenți oscilanți cu role (fig. 142). Știind că cel mai încărcat lagăr este solicitat de o forță radială

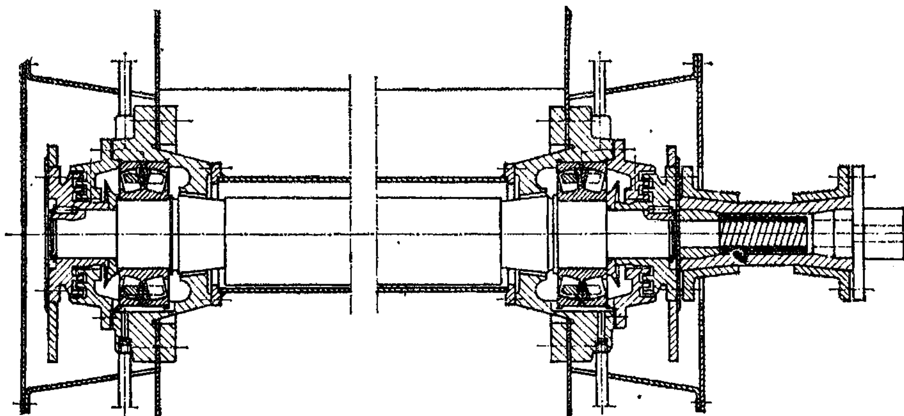


Fig. 142

$F_r = 5000$ daN și una axială $F_a = 1500$ daN, la o turație $n = 500$ rot/min, să se determine rulmentul corespunzător unei durate de funcționare $L_h = 10000$ ore. Diametrul arborelui este cuprins între 140...170 mm.

Rezolvare :

Corespunde cazului 5 din tabelul 37. Se determină durabilitatea necesară :

$$L = \frac{60\,n\,L_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 500 \cdot 10000}{10^6} = 300 \text{ milioane rotații.}$$

Din [56, 57] rezultă pentru rulmenții cu $d > 110$ mm :

$$\frac{F_a}{F_r} < e = 0{,}28\,;\; X = 1\,;\; Y = 2{,}4\,;$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e = 0{,}28\,;\; X = 0{,}67\,;\; Y = 3{,}6.$$

În cazul de față $\frac{F_a}{F_r} = \frac{1500}{5000} = 0{,}3 > e = 0{,}28$. Aplicînd relațiile corespunzătoare din tabelul 37 se obține sarcina echivalentă :

$$P = 0{,}67F_r + 3{,}6F_a = 0{,}67 \cdot 5000 + 3{,}6 \cdot 1500 = 8750 \text{ daN},$$

şi capacitatea de încărcare:

$$C = 8750\sqrt[\frac{10}{8}]{300} = 8750 \cdot 5{,}54 = 48\,400 \text{ daN}.$$

Rulmentul cu capacitatea corespunzătoare este 22230 cu $C = 49700$ daN, $C_0 = 57400$ daN, cu $d = 150$ mm.

227 Arborele de intrare, dintr-un reductor conico-cilindric, este montat pe doi rulmenţi radial-axiali cu role conice (fig. 143). Sarcinile care acţionează asupra rulmenţilor sînt: $F_{rA} = 650$ daN şi $F_{rB} = 750$ daN,

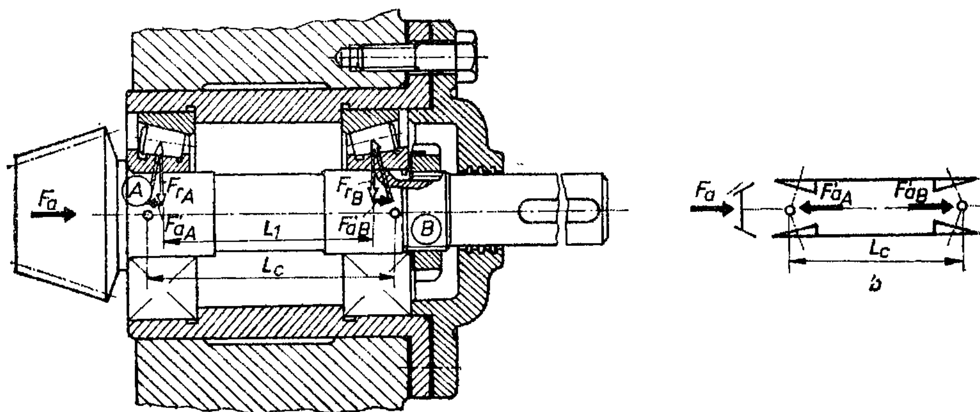


Fig. 143

forţa axială exterioară fiind $F_a = 250$ daN. Să se determine durata de funcţionare a rulmenţilor, care sînt din seria 302; arborele are diametrul $d = 35$ mm şi turaţia $n = 1250$ rot/min.

Observaţie: Rulmenţii radial-axiali — aflaţi numai sub acţiunea unei forţe radiale — sînt solicitaţi şi de o componentă axială interioară: $F'_a = 0{,}5\,\frac{F_r}{Y}$ [56,57)]. Numai sub acţiunea acestor forţe axiale, raportul $\frac{F'_a}{F_r}$ este totdeauna mai mic decît factorul e, rulmentul calculîndu-se cu o sarcină echivalentă $P = F_r$. În cazul în care acţionează şi o forţă axială exterioară — din transmisie — trebuie să se determine forţa axială corespunzătoare, preluată de fiecare rulment.

Schema solicitării rulmenţilor este indicată în figura 143, *b*. Din această schemă rezultă că sînt posibile următoarele cazuri:

a) $$F'_{aA} > F_a + F'_{aB}.$$

Pentru echilibrul ansamblului este necesar a se adăuga termenului drept al inegalităţii, o cantitate F':

$$F'_{aA} = F_a + F'_{aB} + F'.$$

Prin urmare, asupra lagărului din B va acționa o forță axială

$$F'_{aB} + F' = F'_{aA} - F_a = 0{,}5\ \frac{F_{rA}}{Y_A} - F_a,$$

determinată, datorită membrului drept compus din termeni cunoscuți.

b) $$F'_{aA} = F_a + F'_{aB}.$$

Sistemul este în echilibru, fiecare rulment funcționează numai sub acțiunea sarcinii axiale interioare.

c) $$F'_{aA} < F_a + F'_{aB}.$$

Este asemănător cazului a): $F'_{aA} + F' = F_a + F'_{aB}$; asupra lagărului din A va acționa o forță axială mai mare decît F'_{aA} și egală — ca valoare — cu membrul drept cunoscut.

În cazul a) pentru rulmentul din reazemul B și în cazul c) pentru rulmentul din reazemul A se va pune condiția : $\frac{F_A}{F_r} \gtrless e$*), determinîndu-se sarcina echivalentă în funcție de această inegalitate.

Rezolvare :

La această problemă se adoptă rulmentul 30207 cu $C = 3250$ daN, $C_0 = 2650$ daN, pentru care din [56, 57] (pentru diametre cuprinse între 25...40 mm) se alege $Y = 1{,}6$.

Se calculează :

$$F'_{aA} = 0{,}5\ \frac{F_{rA}}{Y_A} = 0{,}5\ \frac{650}{1{,}6} = 203\ \text{daN};$$

$$F'_{aB} = 0{,}5\frac{F_{rB}}{Y_B} = 0{,}5\ \frac{750}{1{,}6} = 234\ \text{daN};$$

$$F'_{aA} < F_a + F'_{aB}\ \text{sau}\ 203 < 250 + 234 = 484\ \text{daN}.\ {**})$$

Rulmentul din reazemul A se va calcula ținînd seama de faptul că forța axială care acționează asupra acestuia este $F_a + F'_{aB} = 484$ daN :

$$\frac{F_a + F'_{aB}}{F_{rA}} = \frac{484}{650} = 0{,}745 > e = 0{,}37,$$

*) F_A — forța axială totală pe un rulment.

**) Este cazul c) din prezenta problemă.

prin urmare:

$$P_A = 0{,}4\ F_{rA} + 1{,}6\ (F_a + F'_{aB}) = 0{,}4 \cdot 650 + 1{,}6 \cdot 484 = 1034 \text{ daN};$$

$$P_B = F_{rB} = 750 \text{ daN}.$$

Se calculează durabilitățile:

$$L_A = \left(\frac{C}{P_A}\right)^{3,33} = \left(\frac{3250}{1034}\right)^{3,33} = 45 \text{ milioane rotații};$$

$$L_B = \left(\frac{C}{P_B}\right)^{3,33} = \left(\frac{3250}{750}\right)^{3,33} = 131 \text{ milioane rotații},$$

obținîndu-se durata de funcționare:

$$L_{hA} = \frac{10^6 L_A}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 45}{60 \cdot 1250} = 600 \text{ ore};$$

$$L_{hB} = \frac{10^6 L_B}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 131}{60 \cdot 1250} = 1746 \text{ ore}.$$

228 Pinola din figura 144 este montată în păpușa mobilă a unui strung paralel de mare capacitate. Forța axială de strîngere, realizată hidraulic, este $F_a = 1000$ daN, la o turație medie $n = 320$ rot/min. Corpurile care se prelucrează au greutatea maximă $G = 2000$ daN, din care se repartizează pe pinolă forța $F = 0{,}4\ G$. Să se determine durabilitatea rulmenților, montați conform figurii 144.

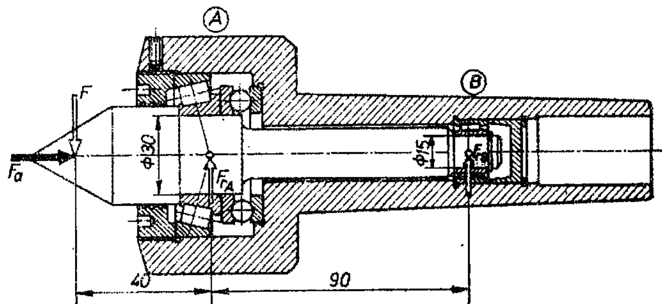


Fig. 144

Rezolvare:

Se determină reacțiunile:

$$\Sigma M_B = 0;\ 13F - 9F_{rA} = 0;$$

$$F_{rA} = \frac{13}{9} F = \frac{13}{9} \cdot 0{,}4 \cdot 2000 = 1155 \text{ daN};$$

$$F_{rB} = \frac{4}{9} F = \frac{4}{9} \cdot 0{,}4 \cdot 2000 = 355 \text{ daN}.$$

Forța axială este preluată — conform montajului — numai de rulmentul axial din reazemul A. Deci:

$$P = F_a = 1000 \text{ daN}.$$

Pentru diametrul $d = 30$ mm (v. fig. 144) se adoptă un rulment axial 51306 (STAS 3921-68) cu $C = 3350$ daN și $C_0 = 6550$ daN. În funcție de raportul $\frac{C}{P} = \frac{3350}{1000} = 3{,}35$ se obține — din [56, 57], pentru turația $n = 320$ rot/min — o durată de funcționare de 2000 ore.

Deoarece forța radială este preluată de un rulment radial-axial cu role conice, sarcina echivalentă este $P = F_{rA}$*). Se adoptă pentru diametrul $d = 30$ mm un rulment radial-axial cu role conice 32206 cu $C = 3200$ daN și $C_0 = 2750$ daN; la raportul $\frac{C}{P} = \frac{3200}{1150} = 2{,}77$, pentru $n = 320$ rot/min, rezultă $L_h = 1600$ ore [56, 57].

În reazemul B, care preia numai forțe radiale, se montează un rulment radial cu ace NA 4902 V cu $C = 1000$ daN, $C_0 = 1250$ daN [56, 57] și turație limită $n = 1000$ rot/min.

Pentru $\frac{C}{P} = \frac{1000}{355} = 2{,}81$ și turația $n = 320$ rot/min se obține $L_h \approx$ ≈ 1700 ore.

229 Printr-o transmisie cu curele, arborele unui ferăstrău (fig. 145) este antrenat de un motor electric de 30 kW, la o turație de 5000 rot/min; reazemele A și B sînt solicitate de sarcinile radiale $F_{rA} = 210$ daN și

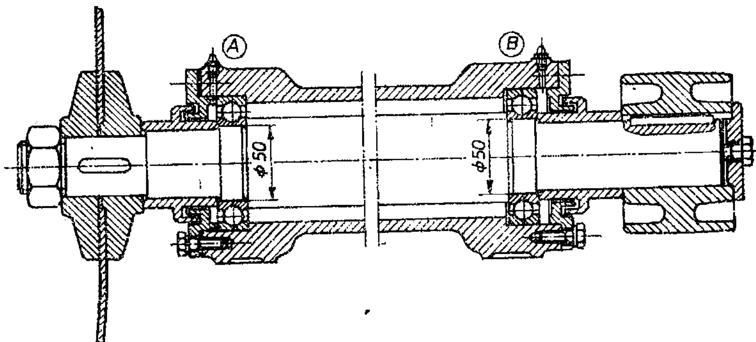


Fig. 145

$F_{rB} = 60$ daN. Să se aleagă și să se determine durabilitatea rulmenților, știind că diametrul arborelui — în dreptul acestora — este de 50 mm; se adoptă $f_d = 1{,}5$.

Rezolvare:

În funcție de diametrul arborelui se aleg rulmenții 6010, STAS 3041-68, cu $C = 1700$ daN și $C_0 = 1370$ daN [56, 57].

---

*) Sarcina axială interioară care apare depinde de valoarea forței F_r, obținîndu-se totdeauna $F'_a/F_r < e$.

— *Reazemul A* : $P = F_r = 210$ daN ;

$$P_{calc} = f_d P = 1{,}5 \cdot 210 = 315 \text{ daN}.$$

Pentru raportul $\frac{C}{P_{calc}} = \frac{1700}{315} = 5{,}4$, la $n = 5000$ rot/min, rezultă $L_h = 550$ ore [56, 57].

— *Reazemul B* : $P = F_r = 60$ daN ;

$$P_{calc} = f_d P = 1{,}5 \cdot 60 = 90 \text{ daN}.$$

Pentru raportul $\frac{C}{P_{calc}} = \frac{1700}{90} = 18{,}8$, la $n = 5000$ rot/min, se obține $L_h = 22000$ ore [56, 57].

230 Arborele de intrare într-o pompă centrifugă este montat ca în figura 146 ; motorul de acționare are 45 kW, la $n = 1450$ rot/min. În urma calculului, s-au stabilit sarcinile care acționează în lagărele arborelui :

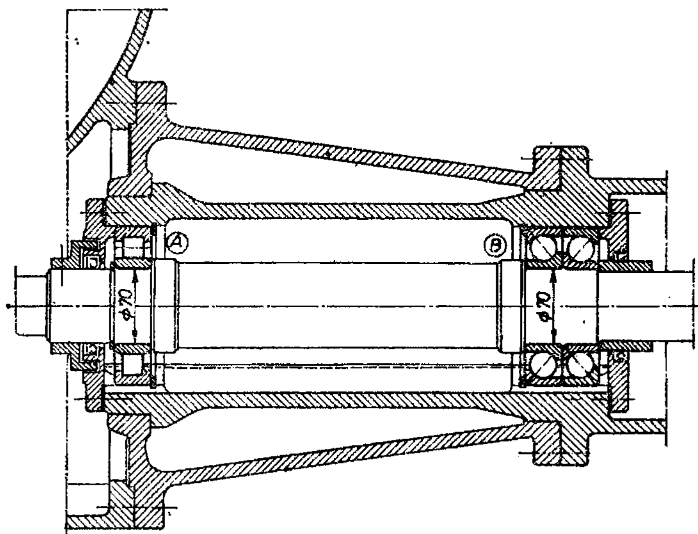


Fig. 146

$F_{rA} = 1100$ daN, $F_{rB} = 590$ daN, $F_a = 770$ daN. Să se stabilească durata de funcționare a rulmenților.

Rezolvare :

În reazemul *A* acționează doar forța radială aferentă acestuia F_{rA}, deci $P = F_{rA}$. Se adoptă, în funcție de diametrul arborelui, rulmentul NU 314, STAS 3043-68, cu $C = 12000$ daN, $C_0 = 9900$ daN [56, 57]. Pentru

raportul $\frac{C}{P} = \frac{12000}{1100} = 10{,}9$, la $n = 1450$ rot/min, se obține $L_h = 32700$ ore.

În reazemul B, rulmenții radial-axiali — montați perechi (în X) — preiau atît sarcina radială corespunzătoare reazemului cît și întreaga sarcină axială. În acest caz $\frac{F_a}{F_r} = \frac{770}{590} = 1{,}3 > e = 1{,}14$, deci [56, 57]:

$$P = 0{,}57F_r + 0{,}93F_a = 0{,}57 \cdot 590 + 0{,}93 \cdot 770 = 1052 \text{ daN}.$$

Se adoptă, în funcție de diametrul arborelui, grupul de rulmenți WF 7314 B cu $C = 14600$ daN și $C_0 = 15000$ daN, obținîndu-se pentru $\frac{C}{P} = \frac{14600}{1050} = 13{,}9$, la $n = 1450$ rot/min, o durată de funcționare de 30000 ore.

231 Rola unui transportor cu bandă (fig. 147, *a*) este montată pe doi rulmenți radial-axiali cu role conice. Sarcina radială care acționează asupra rolei este $F_r = 800$ daN, iar forța axială $F_a = 0{,}2\ F_r$. Să se justifice montajul în O al rulmenților și să se determine durata de funcționare a fiecărui rulment, știind că turația rolei este 320 rot/min.

Rezolvare :

În cazul unui montaj cu rulmenți radial-axiali se consideră că reazemul arborelui se află la intersecția perpendicularelor — pe căile de rulare — cu axa arborelui (v. fig. 147, *b*). La un montaj în O, se obține o bază de așezare mai mare comparativ cu distanța dintre mijlocul lățimii celor doi rulmenți ($l > l'$). În acest caz, influența sarcinii axiale — la determinarea sarcinii radiale pe fiecare rulment — este mai mică decît în cazul unui montaj în X, cînd $l < l'$.

Se adoptă, în funcție de diametrul $d = 35$ mm, rulmenții 30307, STAS 3920-68, cu $C = 4800$ daN și $C_0 = 3750$ daN [56, 57].

Cu datele din problemă și cu ajutorul fig. 147, *b* se pot determina sarcinile radiale pe rulmenții fiecărui reazem :

$$F_{rA} = \frac{F_r}{2} + F_a \frac{D/2}{l} = \frac{800}{2} + 160 \frac{125}{95} = 610 \text{ daN};$$

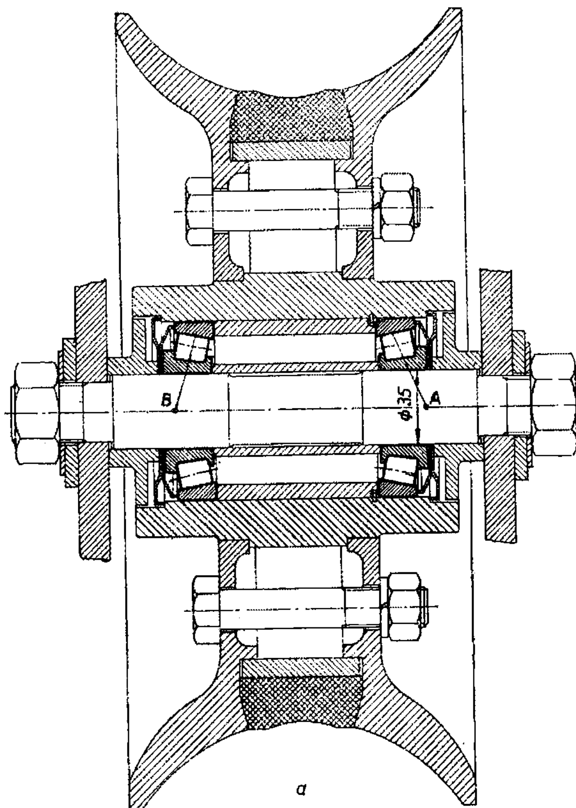
$$F_{rB} = \frac{F_r}{2} - F_a \frac{D/2}{l} = \frac{800}{2} - 160 \frac{125}{95} = 190 \text{ daN}.$$

Forța axială exterioară este $F_a = 160$ daN.

Se calculează:

$$F'_{aA} = 0,5\,\frac{F_{rA}}{Y_A} = 0,5\,\frac{610}{1,95} = 156,4\ \text{daN};$$

$$F'_{aB} = 0,5\,\frac{F_{rB}}{Y_B} = 0,5\,\frac{190}{1,95} = 48,7\ \text{daN}.$$



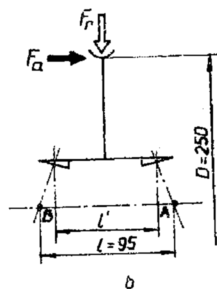


Fig. 147

Se observă că $F'_{aA} < F_a + F'_{aB}$; conform punctului c) problema 227, rulmentul din reazemul A se calculează la forța axială $F_a + F'_{aB}$, rulmentul

din reazemul B — doar la sarcina axială interioară pentru care

$$\frac{F'_{aB}}{F_{rB}} = \frac{48{,}7}{196} = 0{,}248 < e = 0{,}31.$$

Se determină forța axială din reazemul A:

$$F_{aA} = F_a + 0{,}5\,\frac{F_{rB}}{Y_B} = 160 + 0{,}5\,\frac{190}{1{,}95} = 208{,}6 \text{ daN}.$$

În funcție de raportul

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{208{,}6}{610} = 0{,}342 > e = 0{,}31,$$

se obțin sarcinile echivalente și duratele de funcționare:

— *Reazemul A:*

$$P_A = 0{,}4F_{rA} + 1{,}95F_{aA} = 0{,}4 \cdot 610 + 1{,}95 \cdot 208{,}6 = 650 \text{ daN};$$

pentru $\frac{C}{P_A} = \frac{4800}{650} = 7{,}38$ la $n = 320$ rot/min, rezultă $L_h = 40000$ ore.

— *Reazemul B:*

$$P_B = F_{rB};$$

pentru $\frac{C}{P_B} = \frac{4800}{190} = 25{,}26$ la $n = 320$ rot/min, rezultă $L_h = 200000$ ore [56, 57].

232 Fuzeta roții din față a unui autoturism (fig. 148) este montată pe doi rulmenți radial-axiali cu role conice. Sarcina preluată de roată (reacțiunea statică) este $F_{st} = 350$ daN, iar greutatea proprie a roții $G' = 40$ daN. Se apreciază că forța centrifugă — avînd punctul de aplicație în centrul de greutate (la distanța h_{cg} de sol) — repartizată pe roată este $F_c = 2/3\,(F_{st} + G')$. Se mai cunosc: raza dinamică a roții $R_{din} = 250$ mm; $a = 18$ mm; $b = 82$ mm; $l = 100$ mm; $d_A = 30\ldots35$ mm; $d_B = 17\ldots20$ mm. Să se determine durabilitatea celor doi rulmenți.

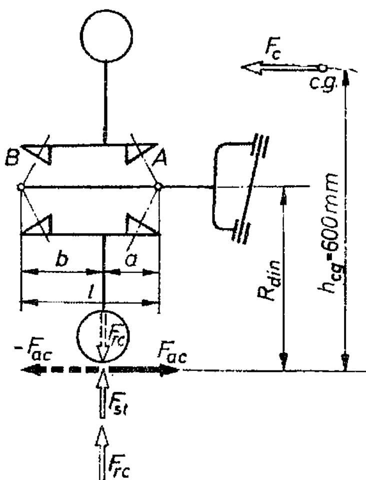


Fig. 148

Rezolvare:

Se aleg rulmenți din seria 302, STAS 3920-68. Pentru diametrele alezajului $d = 17\ldots20$ mm, rezultă din [56, 57] $e = 0{,}34$ și $Y = 1{,}75$, iar pentru diametrele $d = 25\ldots40$ — $e = 0{,}37$ și $Y = 1{,}6$.

Calculul se va efectua în continuare, pentru două regimuri de funcționare: I — *circulație în linie dreaptă*; II — *circulație în curbă*.

I. Componentele radiale care încarcă rulmenții, vor avea valorile:

$$F_{rAI} = f_s F_{st} \frac{b}{l} = 1{,}3 \cdot 350 \frac{82}{100} = 373 \text{ daN};$$

$$F_{rBI} = f_s F_{st} \frac{a}{l} = 1{,}3 \cdot 350 \frac{18}{100} = 82 \text{ daN},$$

unde: $f_s = 1{,}3$, v. tabelul AI-22.

II. *Roata este în exteriorul curbei*. Se determină componentele radiale:

$$F_{rAII} = f_s(F_{st} + F_{rc}) \frac{b}{l} + F_{ac} \frac{R_{din}}{l} = 1{,}3(350 + 130) \frac{82}{100} +$$

$$+ 130 \frac{250}{100} = 836 \text{ daN};$$

$$F_{rBII} = f_s(F_{st} + F_{rc}) \frac{a}{l} - F_{ac} \frac{R_{din}}{l} = 1{,}3(350 + 130) \frac{82}{100} -$$

$$- 130 \frac{250}{100} = -213 \text{ daN},$$

unde:

$F_{rc} = F_c \frac{h_{cg}}{s} = \frac{2}{3} 390 \frac{600}{1200} = 130$ daN (s — distanța dintre axele de simetrie ale roților) și $F_{ac} = \frac{F_c}{2} = \frac{1}{3} (F_{st} + G') = \frac{1}{3} (350 + 40) = 130$ daN*).

Se calculează forțele axiale interioare:

$$F'_{aAII} = \frac{0{,}5 F_{rAII}}{Y_A} = \frac{0{,}5 \cdot 836}{1{,}6} = 261 \text{ daN};$$

$$F'_{aBII} = \frac{0{,}5 F_{rBII}}{Y_B} = \frac{0{,}5 \cdot 213}{1{,}75} = 61 \text{ daN}.$$

Este evidentă inegalitatea

$$\frac{0{,}5 F_{rAII}}{Y_A} > \frac{0{,}5 F_{rBII}}{Y_B} + F_{ac} \text{ **)},$$

---

*) F_{ac} — încărcarea axială a rulmenților, datorită acțiunii forței centrifuge.
**) Cazul a) problema 227.

rezultînd

$$F_{aAII} = F'_{aAII} = 261 \text{ daN}; \; F_{aBII} = F'_{aAII} - F_{ac} = 261 - 130 = 131 \text{ daN};$$

$$\frac{F_{aBII}}{F_{rBII}} = \frac{131}{213} = 0{,}615 > e = 0{,}34.$$

Sarcina echivalentă :

$$P_{AII} = F_{rAII} = 836 \text{ daN}; \quad P_{BII} = XF_{rBII} + YF_{aBII} = 0{,}4 \cdot 213 + 1{,}75 \cdot 131 = 314 \text{ daN}.$$

Roata este în interiorul curbei. Se determină şi în acest caz, componentele radiale :

$$F_{rAIII} = f_s(F_{st} - F_{rc}) \frac{b}{l} - F_{ac} \frac{R_{din}}{l} = 1{,}3 \cdot 220 \frac{82}{100} - 130 \frac{250}{100} = -91 \text{ daN};$$

$$F_{rBIII} = f_s(F_{st} - F_{rc}) \frac{a}{l} + F_{ac} \frac{R_{din}}{l} = 1{,}3 \cdot 220 \frac{18}{100} + 130 \frac{250}{200} = 377 \text{ daN}.$$

Se determină sarcinile axiale interioare

$$F'_{aAIII} = \frac{0{,}5\, F_{rAIII}}{y_A} = \frac{0{,}5 \cdot 91}{1{,}6} = 28{,}5 \text{ daN};$$

$$F'_{aBIII} = \frac{0{,}5\, F_{rBIII}}{y_B} = \frac{0{,}5 \cdot 377}{1{,}75} = 107{,}7 \text{ daN}.$$

Deoarece $F'_{aAIII} < F'_{aBIII} + F_{ac}$ (cazul c problema 227) rezultă :

$$F_{aAIII} = \frac{0{,}5 \cdot F_{rBIII}}{Y_B} + F_{ac} = 107{,}7 + 130 = 237{,}7 \text{ daN};$$

$$F_{aBIII} = F'_{aBIII} = 107{,}7 \text{ daN}.$$

Pentru rulmentul din reazemul A se calculează raportul :

$$\frac{F_{aAIII}}{F_{rAIII}} = \frac{237{,}7}{91} = 2{,}61 > e = 0{,}37.$$

Se determină sarcinile echivalente pentru cei doi rulmenţi :

$$P_{AIII} = XF_{rAIII} + YF_{aAIII} = 0{,}4 \cdot 91 + 1{,}75 \cdot 237{,}7 = 452 \text{ daN};$$

$$P_{BIII} = 337 \text{ daN}.$$

Observaţie. Se apreciază că 95 % din distanţa parcursă este în linie dreaptă, restul de 5 % compunîndu-se din curbe dirijate în mod egal spre dreapta şi spre stînga.

Se calculează sarcina echivalentă medie :
— pentru rulmentul din reazemul A

$$P_{Am} = \sqrt[10/3]{(P_{AI})^{10/3} \cdot 0{,}95 + (P_{AII})^{10/3} \cdot 0{,}025 + (P_{AIII})^{10/3} \cdot 0{,}025} =$$

$$= \sqrt[10/3]{(373)^{10/3} \cdot 0{,}95 + (836)^{10/3} \cdot 0{,}025 + (452)^{10/3} \cdot 0{,}025} = 406 \text{ daN};$$

— pentru rulmentul din reazemul B :

$$P_{Bm} = \sqrt[10/3]{(P_{BI})^{10/3} \cdot 0{,}95 + (P_{BII})^{10/3} \cdot 0{,}025 + (P_{BIII})^{10/3} \cdot 0{,}025} =$$

$$= \sqrt[10/3]{(82)^{10/3} \cdot 0{,}95 + (314)^{10/3} \cdot 0{,}025 + (337)^{10/3} \cdot 0{,}025} = 133 \text{ daN}.$$

Se aleg din [56, 57] rulmenţii :

— pentru reazemul A — 30207 (radial-axial cu role conice); cu $C_1 = 3250$ daN şi $C_{01} = 2650$ daN;

— pentru reazemul B — 3020 (radial-axial cu role conice); cu $C_2 = 1830$ daN şi $C_{02} = 1290$ daN.

Se determină durabilităţile.

— *reazemul* A :

În funcţie de raportul $\frac{C_1}{P_{Am}} = \frac{3250}{406} = 8$, se obţine din [56, 57] $L_A = 1025$ milioane rotaţii.

— *reazemul* B :

În funcţie de raportul $\frac{C_2}{P_{Bm}} = \frac{1830}{133} = 13{,}76$, se obţine din [56, 57], $L_B = 6250$ milioane rotaţii.

Soluţia constructivă de montaj a rulmenţilor este prezentată în fig. 149 [58].

Observaţie. În limitele impuse de diametre, se pot alege şi alţi rulmenţi cu role conice, în funcţie de durata de funcţionare impusă, sau în funcţie de parcursul pe care trebuie să-l efectueze autoturismul pînă la înlocuirea rulmenţilor [56,57].

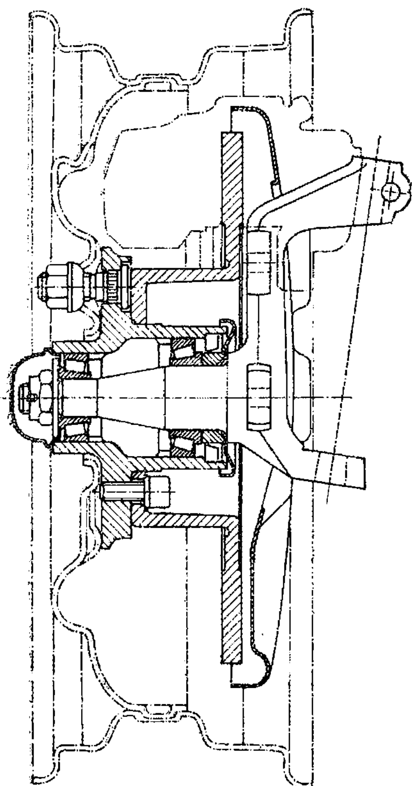


Fig. 149

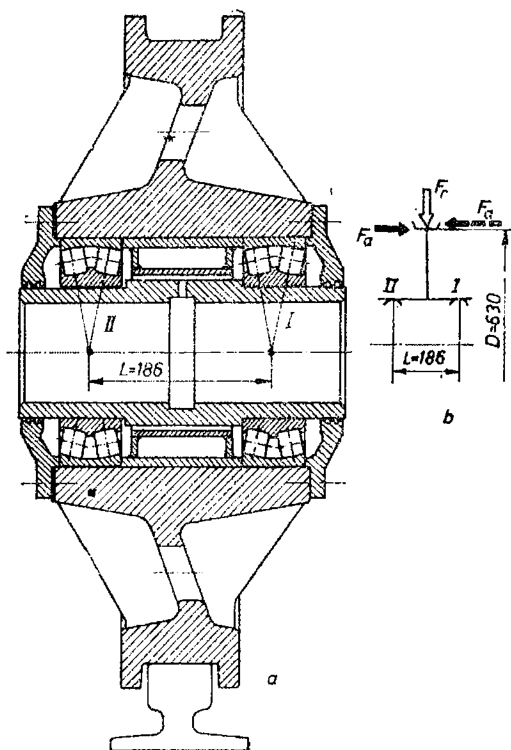


Fig. 150

233 Doi rulmenţi radiali, oscilanţi, cu role seria 22226, STAS 3918-68 ($C = 39200$ daN şi $C_0 = 44900$ daN), constituie lagărele unei role de macara (fig. 150, *a*). Sarcina radială maximă care acţionează asupra rolei este $F_r = 18000$ daN; turaţia rolei 40 rot/min. Ştiind că sarcina axială, care acţionează — în ambele sensuri — pe diametrul căii de rulare ($D = 630$ mm) este $F_a = 0{,}1\ F_r$, să se determine durata de funcţionare a fiecărui rulment. Sarcina pe rolă variază liniar, schema de solicitare fiind prezentată în fig. 150, *b*.

Rezolvare :

Forţa radială F_r, acţionînd la jumătatea distanţei dintre cei doi rulmenţi, se repartizează uniform pe fiecare reazem; sarcina axială F_a participă, de asemenea, la încărcarea radială a rulmenţilor din reazemele I şi II. Astfel (v. fig. 150, *b*):

$$P_I = F_{rI} = \frac{F_r}{2} + \frac{F_a D}{2L}\ ; \quad P_{II} = XF_{rII} + YF_a =$$

$$= X\left(\frac{F_r}{2} - \frac{F_a D}{2L}\right) + YF_a\ ^{*)}$$

*) Sarcina axială-conform montajului — este preluată numai de rulmentul II.

Introducînd valorile numerice se obţine :

$$P_I = \left(\frac{18000}{2} + \frac{1800 \cdot 630}{372}\right) = 12048 \text{ daN} = P_{max};$$

$$P_{II} = 0{,}67\left(\frac{18000}{2} - \frac{1800 \cdot 630}{372}\right) + 3{,}6 \cdot 1800 = 10470 = P_{min}\text{*)}.$$

Pentru rulmenţii radial-oscilanţi mai mari decît rulmentul 22226, actorul $e = 0{,}28$, rezultînd :

$$\frac{F_a}{F_{rII}} = \frac{1800}{5950} = 0{,}303 > e = 0{,}28,$$

deci :

$$X = 0{,}67;\ Y = 3{,}6\ [56,\ 57].$$

La schimbarea sensului sarcinii axiale (v. fig. 150, *b*), rulmentul I va prelua sarcina axială.

Deoarece sarcina variază liniar, valoarea medie se determină cu relaţia (v. tabelul 38) :

$$P_m = \frac{P_{min} + 2P_{max}}{3} = \frac{10470 + 24100}{3} = 11500 \text{ daN}.$$

În funcţie de raportul $\frac{C}{P_m} = \frac{39200}{11500} = 3{,}41$, la $n = 40$ rot/min, se determină $L_h = 25000$ ore.

234 Pivotul roţilor motoare — de la un camion de mare capacitate — este montat pe doi rulmenţi radial-axiali cu role conice 31309, STAS 3920-68 (fig. 151, *a*). Sarcina statică pe roată fiind $F_{st} = 3500$ daN, să se verifice rulmenţii respectivi.

Rezolvare :

Caracteristicile rulmenţilor sînt : $C = 5600$ daN şi $C_0 = 4650$ daN [56, 57]. Conform schemei de solicitare a roţii (fig. 151, *b*) şi a montajului (fig. 151, *a*) se determină sarcinile pe fiecare rulment.

— *Reazemul A :*

$$F_{rA} = F_{st}\frac{a}{l}f_s = 3500\,\frac{216}{320}\,1{,}6 = 3780 \text{ daN } (f_s = 1{,}6, \text{ v. tabelul AI-22});$$

$$F_{aA} = 0;\ P_{oA} = F_{rA} = 3780 \text{ daN}.$$

*) Y se adoptă din [56,57].

Se calculează raportul :

$$f_0 = \frac{C_0}{P_{0A}} = \frac{4650}{3780} = 1,23.$$

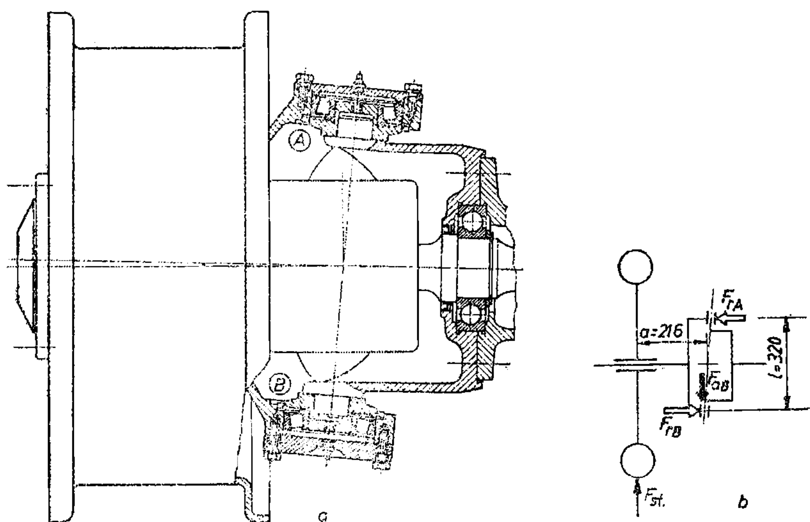


Fig. 151

—Reazemul B:

$$F_{rB} = F_{st} \frac{a}{l} f_s = 3500 \frac{216}{320} 1,6 = 3780 \text{ daN};$$

$$F_{aB} = F_{st} f_s = 3500 \cdot 1,6 = 5600 \text{ daN}.$$

Se calculează raportul

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{5600}{3780} = 1,48 > \frac{0,5}{Y_0} = \frac{0,5}{0,4} = 1,25 \ (Y_0 = 0,4 \ [56, 57]);$$

$$P_{0B} = 0,5 F_{rB} + Y_0 F_{aB} = 0,5 \cdot 3780 + 0,4 \cdot 5600 = 4130 \text{ daN}.$$

Se calculează raportul :

$$f_0 = \frac{C_0}{P_{oB}} = \frac{4650}{4130} = 1,12.$$

Observație: Calculul s-a efectuat la capacitatea de încărcare statică, deoarece pivotul se rotește puțin — în timpul virajelor — adoptîndu-se metoda de calcul corespunzătoare rulmenților cu $n < 10$ (v. tabelul 37). Valorile f_0 determinate se compară cu cele din tabelul AI-20, constatîndu-se că sînt cuprinse între 0,8...1,25 (solicitare în repaus și apoi rotire cu turație mică).

235 Să se aleagă și să se determine durabilitatea rulmenților unei cutii de viteze (fig. 152 — schema cinematică), care transmite o putere $P = 140$ C.P. la o turație $n_{p\,max} = 3600$ rot/min. Forțele radiale și axiale, care acționează asupra rulmenților — determinate ca urmare a calculului roților dințate și a arborilor — sînt indicate în tabelul 42. Se cunosc și diametrele fusurilor arborilor, pe care se vor monta rulmenții : $d_{1A} = 55$ mm, $d_{2B} = 35$ mm, $d_{2C} = 35$ mm, $d_{3D} = 30$ mm și $d_{3E} = 55$ mm.

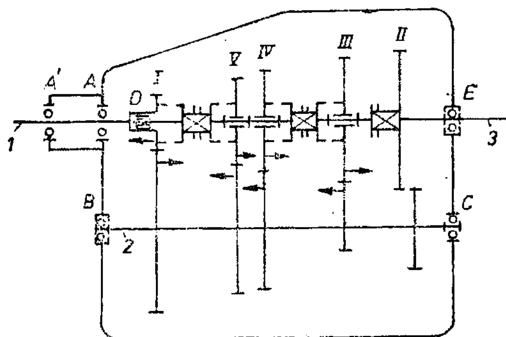


Fig. 152

Rezolvare :

— *Reazemul A*. Rulmentul trebuie astfel montat, încît să fixeze axial arborele, în ambele sensuri. Se poate folosi — pentru acest reazem — un rulment radial cu bile, pe un rînd sau un rulment radial-axial cu bile, pe două rînduri. Se poate alege și un rulment QJ 211, radial-axial cu bile, cu contact în patru puncte ; dimensiunile radiale ale acestuia sînt mai mici, comparativ cu rulmenții 6311 și 3311.

Tabelul 42

Sarcinile radiale, axiale și reacțiunile care acționează în cutia de viteze

Arborele	Punct de reazem	Forțe și turații	Treapta de viteze I	II	III	IV	V
primar (*1*)	*A*	F_r, daN	545				
		F_a, daN	474				
		n, rot/min	3600				
intermediar (*2*)	*B*	F_r, daN	725	716	530	735	—
		F_a, daN	474	416	209	66	—
	C	F_r, daN	2240	1180	605	305	—
		n_{osie}, rot/min	1800				
secundar (*3*)	*D*	F_r, daN	475	542	920	745	—
	E	F_r, daN	2020	1335	500	368	—
		F_a, daN	—	892	683	540	—
		n_{osie}, rot/min	546	876	1406	2250	3600

Calculul se efectuează în paralel, alegîndu-se soluția convenabilă, conform tabelului 43.

— *Reazemele B și C* (arborele intermediar). Aceste reazeme funcționează la o turație constantă — $n = 1800$ rot/min — fiind, însă, solicitate

Tabelul 43

Datele caracteristice pentru rulmentul reazemului A

Rulmentul	C, daN	C_0, daN	$\frac{F_a}{F_r}$	$\frac{F_a}{C_0}$	e	X	Y	P, daN	$\left(\frac{C}{P}\right)^p$	L_h
6311	5600	4250		0,11	~0,30	0,56	1,5	$0{,}56F_r+1{,}5F_a=$ $=943$	210	972
QJ211	6000	5850	0,82	—	0,95	1	0,66	$F_r+0{,}66F_a=840$	364	1685
3311	9150	9300							1292	5981

de sarcini variabile, în funcţie de treapta de viteză cuplată. În acest caz, calculul se efectuează ţinînd seama de faptul că sarcina este variabilă (v. tabelul 38)*).

Conform montajului, reazemul B preia şi sarcina axială, reazemul C fiind solicitat numai de sarcini radiale. Ca urmare a necesităţilor de dimensiuni de gabarit, se preconizează rulmenţi radial-axiali cu bile, pe două rînduri.

Din [56, 57] se aleg — pentru reazemul B — rulmenţii :

—3307 cu C=4400 daN şi C_0 = 4000 daN ; —3207 cu C =3450 daN şi C_0 =3250 daN.

Calculele se efectuează tabelar (tabelul 44) în două ipoteze. Prima — conform tabelului 38 — constă în calcularea sarcinii medii P_m, determinînd apoi durabilitatea L şi durata de funcţionare L_h. Conform celei de a doua ipoteze — folosită şi în practica de proiectare **) — se determină sarcina echivalentă P corespunzătoare fiecărei trepte, durata medie de funcţionare calculîndu-se cu relaţia (v. tabelul 38) :

$$L_{hm} = \frac{10^5}{\dfrac{q_1}{L_{h1}} + \dfrac{q_2}{L_{h2}} + \ldots + \dfrac{q_n}{L_{hn}}}.$$

Această a doua ipoteză este notată în tabelul 44, în rubrica L_h, în paranteză.

Analizînd tabelul 44 se constată raţionalitatea folosirii rulmentului 3307 (radial-axial cu bile pe două rînduri), rulmentul 3207 neavînd o durată corespunzătoare de funcţionare.

Pentru reazemul C se aleg — din [56, 57] — următoarele variante :

— rulmentul 207 (radial cu role) cu C = 2700 daN şi C_0 = 1750 daN ;

---

*) Rulmenţii transmisiilor autovehiculelor şi ai cutiilor de viteze din maşinile-unelte sînt solicitaţi la sarcini şi turaţii variabile, ca urmare a cuplării treptelor în cutiile de viteze. În cazul în care, în tema de proiectare, nu este impusă durata de funcţionare pe fiecare treaptă, se pot folosi — pentru cutiile de viteze care echipează autovehiculele — datele tabelului A I-26 [59].

**) Necesită un număr mai mare de calcule.

Datele caracteristice pentru

Treapta	q, %	n, rot/min	F_r, daN	F_a, daN		$\frac{F_a}{F_r}$	X	Y
I	0,5	1800	725	447	0,95	0,616	1	0,66
II	3,5		716	445		0,621		
III	25		530	236		0,445		
IV	65		735	93		0,126		
V	5,5		—	—		—		

Observație *) Calculele au fost făcute în două ipoteze. Prima, conform tabelului 38, pentru
**) În a doua ipoteză, utilizată și în practică, dar care comportă un număr mai mare

Datele caracteristice

Treapta	q, %	n, rot/min	$P = F_r$, daN	P_m, daN	C/P ; $(C/P)^p$ 207	C/P ; $(C/P)^p$ 307	C/P ; $(C/P)^p$ 6207
I	0,5	1800	2240	$p=3$ 577	1,205 / 1,861	1,607 / 4,85	1,45 / 3,049
II	3,5		1180		2,389 / 15,7	3,05 / 41	2,754 / 20,88
III	25		605		4,462 / 146	5,25 / 380	5,371 / 154,94
IV	65		305	$p=\frac{10}{3}$	8,812 / 1410	11,83 / 3750	10,655 / 1209
V	5,5			619	— / —	— / —	— / —

— rulmentul 307 (radial cu role) cu $C' = 3600$ daN și $C_0 = 2300$ daN;
— doi rulmenți 6207 (radiali cu bile) cu $C = 2000$ daN și $C_0 = 1370$, capacitatea de încărcare dinamică a grupului fiind (v. tabelul 39) $C = 1,625$ $C_1 = 3250$ daN.

rulmentul reazemului *B*

P	P_m	C/P 3307	C/P 3207	$(C/P_m)^3$ 3307 / 3207	L_{hi} 3307	L_{hi} 3207	L_h 3307 / 3207
1020	768	4,313 / 80,23	3,382 / 38,69	188,632 / 90,64	358	742	1741 (1776) *) / 835 (839) **)
1009		4,36 / 82,87	3,419 / 39,968		370	767	
685,7		6,416 / 244,11	5,081 / 127,34		1171,5	2445	
794,4		5,524 / 168,56	4,331 / 81,241		747	1560	
		— / —	— / —				

lagărul B se determină P_m şi L şi apoi L_h.
de calcule ; se determină L_{h1}, L_{h2} ... L_{h5} şi apoi L_h (v. tabelul 38)

Tabelul 45

pentru reazemul *C*

$\frac{C}{P_m}$ / $\left(\frac{C}{P_m}\right)^p$	L_{hi} 207	L_{hi} 307	L_{hi} 6207	L_h, ore 207	L_h, ore 307	L_h, ore 6207
rulm. 207 4,68	17,23	44,9	28,19	1260 / 1267	3292 / 3309	1649 / 1650
136	145,3	380,5	193,14			
rulm. 307 6,24	1351,8	3518	1433,2			
355 rulm. 6207	13055	34721	11183			
5,36 / 178,45	—	—	—			

Rezultatele calculului — efectuat pentru reazemul C, în aceleaşi ipoteze ca şi pentru reazemul B — sînt notate în tabelul 45. Calculele au fost făcute tot în ambele ipoteze prezentate la reazemul B.

Pentru reazemele D și E se va folosi doar metoda determinării durabilității în funcție de sarcina medie echivalentă P_m (v. tabelul 38).

Reazemul D preia numai sarcinile radiale. În acest reazem — la cutiile de viteze cu trei arbori — se montează un rulment cu ace sau colivii cu role cilindrice. Deoarece atît turațiile cît și sarcinile sînt variabile, se vor folosi relațiile din tabelul 38 pentru determinarea sarcinii medii P_m și a turației medii n_m.

Tabelul 46

Datele caracteristice pentru reazemul D

Treapta	q, %	n, rot/min	n_m, rot/min	$P = F_r$, daN	P_{med}, daN	C/P_m / $(C/P_m)^{\frac{10}{3}}$ 64805	C/P_m / $(C/P_m)^{\frac{10}{3}}$ 64706	L_h, ore 64805	L_h, ore 64706
I	0,5	546	1850 *)	475	780	3.4	6,22	523	3960
II	3,5	876		542					
III	25	1406		920					
IV	65	2250		745					
V	5,5	3600		—					
m.i	0,5	507		538		58,5	440		

*) La determinarea lui n_m nu s-a ținut seama de turația prizei directe; în această situație rulmentul nu funcționează.

Din [56, 57] se aleg variantele:

— rulmentul 64805 (colivie cu role cilindrice) cu $C = 2650$ daN și $C_0 = 3000$ daN, cu turația limită 4000 rot/min;

—rulmentul 64706 (colivie cu role cilindrice) cu $C = 4850$ daN și $C_0 = 5900$ daN, cu turația limită 3300 rot/min.

Datele caracteristice pentru alegerea rulmenților reazemului D sînt prezentate în tabelul 46.

Se poate adopta rulmentul cu ace 64706, deoarece la priza directă — unde turația arborelui secundar este mai mare decît turația limită a rulmentului — nu există mișcare relativă între arborele primar și cel secundar, deci rulmentul nu funcționează.

Reazemul E preia sarcini combinate, radiale și axiale. Condițiile de funcționare sînt identice cu ale reazemului D.

Din [56, 57] se aleg variantele:

— rulmentul 6211 (radial cu bile) cu $C = 3400$ daN și $C_0 = 2600$ daN;

Tabelul 47

Datele caracteristice pentru reazemul E

Treapta	q, %	n, rot/min	n_m, rot/min	F_r, daN	F_a, daN	$\frac{F_a}{F_r}$	F_a/C_0 6211	F_a/C_0 6311	e 6211	e 6311	e 3311	P, daN 6211	P, daN 6311	P, daN 3311	P_{med}, daN 6211	P_{med}, daN 6311	P_{med}, daN 3311	C/P_m / $(C/P_m)^3$ 6211	C/P_m / $(C/P_m)^3$ 6311	C/P_m / $(C/P_m)^3$ 3311	L_h, ore 6211	L_h, ore 6311	L_h, ore 3311
I	0,5	546		2020	—	—	—	—	—	—		2020	2020	2020				3,68 / 49,6	5,45 / 162	10,58 / 1165			
II	3,5	876		1335	892	0,668	0,343	0,21	0,414	0,35		0,56 · 1135+ 1,05 · 892=1685	0,56 · 1335 + 1,27 · 892=1685	1135+ 0,668 · 892=1723									
III	25	1406	2048	500	683	1,372	0,263	0,161	0,375	0,325	0,95	0,56 · 500 + 1,1 · 683 = 1031	0,56 · 500 + 1,35 · 683=1205	0,6 · 500+ 1,07 · 683 = 1031	925	1025	870				404	1320	9460
IV	65	2250		368	540	1,468	0,208	0,127	0,35	0,307		0,56 · 368 + 1,27 · 540 = 892	0,56 · 368+ 1,42 · 540 = 972	0,6 · 368+ 1,07 · 540 = 799									
V	5,5	3600		—	—	—	—	—	—	—		—	—	—									

Tabelul 48

Sarcinile radiale şi reacţiunile care acţionează în transmisia centrală

Mărimea		Arborele 1 (angrenaj conic)		Arborele 2 angrenaj conic	Arborele 2 angrenaj cilindric	Arborele 3 (angrenaj cilindric)	
M_t, daNcm	$i_I=1$ / $i_{II}=1,45$	2800 / 4060		6888 / 9983		24383 / 35355	
n, rot/min	$i_I=1$ / $i_{II}=1,45$	2000 / 1380		813 / 563		230 / 159	
F_t, daN	$i_I=1$ / $i_{II}=1,45$	408 / 592		408 / 592	1572 / 2280	1572 / 2280	
F_r, daN	$i_I=1$ / $i_{II}=1,45$	102 / 148		396 / 574	592 / 858	592 / 858	
F_a, daN	$i_I=1$ / $i_{II}=1,45$	396 / 574		102 / 148	423 / 613	423 / 613	
Reazemul / Reacţiunea		A	B	C	D	E	F
F_R	$i_I=1$ / $i_{II}=1,45$	298 / 432	292 / 423	1328 / 1925	750 / 1083	873 / 1267	917 / 1328
F_A	$i_I=1$ / $i_{II}=1,45$	396 / 574	— / —	321 / 465	— / —	— / —	423 / 613

— rulmentul 6311 (radial cu bile) cu C=5600 daN și C_0 = 4250 daN ;

— rulmentul 3311 (radial-axial cu bile pe două rînduri) cu C=9150 daN și C_0 = 9300 daN.

Datele caracteristice pentru alegerea rulmenților reazemului E sînt redate în tabelul 47.

Analizînd tabelele 42—47 se constată raționalitatea folosirii următorilor rulmenți :

— *reazemul A:* QJ 211 cu L_h=1685 ore ;

— *reazemul B:* 3307, cu L_h = 1741 ore ;

— *reazemul C:* doi rulmenți 6207, cu L_h = 1649 ore ;

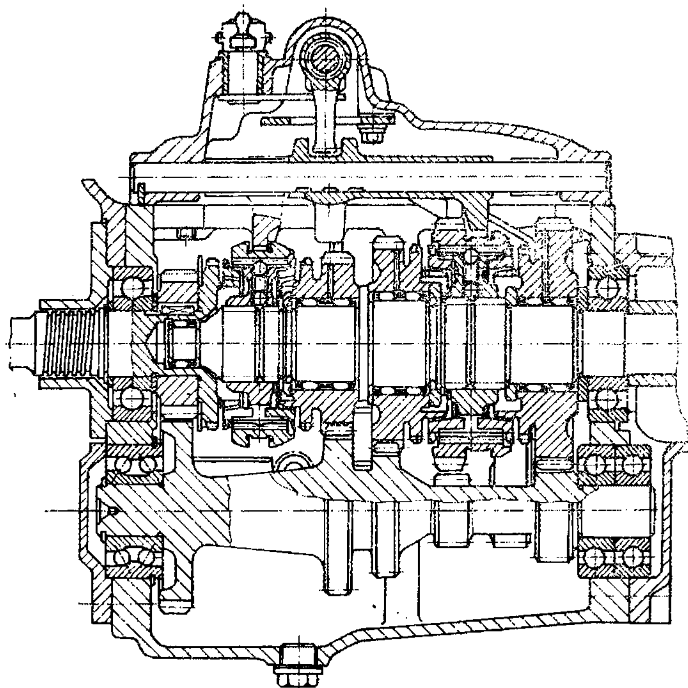


Fig. 153

— *reazemul D:* 64706, cu L_h = 3960 ore ;

— *reazemul E:* 6311, cu L_h = 1320 ore.

Soluția constructivă a cutiei de viteze în care sînt folosiți rulmenții aleși — din prezenta problemă — este prezentată în figura 153 [59].

236 Schema cinematică a transmisiei centrale de la un autocamion — echipat cu un motor cu o putere P=140 CP, la n_{Pmax}=3600 rot/min ($n_{M\,max}$ = 2000 rot/min) — este prezentată în figura 154. Au fost determinate — prin calcul — forțele din angrenaje și reacțiunile din reazeme. Valorile reacțiunilor — calculate pentru i_{cv} = 1*) — sînt redate în tabelul

*) Raportul de transmitere al cutiei de viteze.

48. Să se aleagă rulmenţii şi să se determine durata de funcţionare pentru fiecare reazem. Se cunosc: $d_{1A} = 40$ mm, $d_{1B} = 35$ mm, $d_{2B,D} = 55$ mm, $d_{3E} = 80$ mm, $d_{3F} = 70$ mm. Autocamionul este echipat cu un reductor, cu două rapoarte de transmitere, $i_I = 1$, $i_{II} = 1{,}45$, cel de-al doilea raport folosindu-se în cazul circulaţiei pe drumuri neamenajate; duratele de funcţionare ale transmisiei cu cele două rapoarte sînt 40 % şi respectiv 60 %, din timpul total de funcţionare.

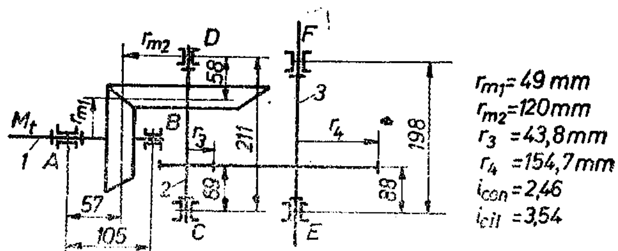


Fig. 154

Rezolvare :

Se preconizează folosirea următorilor rulmenţi [56, 57]:

— *reazemul A:* doi rulmenţi 31308 cu $C_1 = 4800$ daN, $C = 1{,}715 \cdot C_1 = 1{,}715 \cdot 4800 = 8232$ daN şi $C_{01} = 3900$ daN;

— *reazemul B:* 2207 cu $C = 3900$ daN şi $C_0 = 2950$ daN;

— *reazemele C şi D:* 32311 cu $C = 12700$ daN şi $C_0 = 12000$ daN;

— *reazemul E:* 30216 cu $C = 9650$ daN şi $C_0 = 8800$ daN;

— *reazemul F:* 30214 cu $C = 7800$ daN şi $C_0 = 7100$ daN.

Observaţie: Reazemul *A* — prin montarea a doi rulmenţi radial-axiali, cu role conice — va prelua întreaga sarcină axială aferentă arborelui 1, reazemul *B* preluînd numai sarcinile radiale.

Pentru determinarea sarcinilor axiale, care sînt preluate de rulmenţii reazemelor *C, D, E* şi *F* — reazeme cu rulmenţi radial-axiali cu role conice — se urmăreşte metodica de calcul de la problema 227, obţinîndu-se valorile forţelor axiale indicate în tabelul 49.

Cunoscînd datele rulmenţilor preconizaţi a fi folosiţi, problema se încadrează în cazul 4 de rezolvare (v. tabelul 37); introducînd şi valorile P_m determinate — conform relaţiilor din tabelul 38 pentru sarcini şi turaţii variabile — se obţin datele indicate, pentru toate reazemele, în tabelul 50*).

Pentru determinarea duratelor reale de funcţionare — prezentate în tabelul 50 — se foloseşte relaţia:

$$L_{hm} = \frac{10^5}{\frac{q_1}{L_{h1}} + \frac{q_2}{L_{h2}}} \text{ [ore]},$$

*) Duratele de funcţionare — pe fiecare treaptă — sînt aceleaşi ca la problema 235.

Calculul sarcinilor axiale din reazemele arborilor 2 și 3

Lagărele C și D	$\frac{F_{R_C}}{Y_C}$ $Y_C = 1,75$	$\frac{F_{R_D}}{Y_D}$ $Y_D = 1,75$	F_A	F_{a_C}	F_{a_D}
Valorile calculate	$\frac{1328}{1,75} = 758$	$\frac{750}{1,75} = 325$	321 ⟵ C	$F_A + 0,5 \frac{F_{R_D}}{F_D} =$ $= 321 + 0,5 \cdot$ $\cdot 325 = 483,5$	—
Lagărele E și F	$\frac{F_{R_E}}{Y_E}$ $Y_E = 1,45$	$\frac{F_{R_F}}{Y_F}$ $Y_F = 1,45$	F_A	F_{a_E}	F_{a_F}
Valorile calculate	$\frac{873}{1,45} = 602$	$\frac{917}{1,45} = 632$	423 ⟶ F	—	$F_A + 0,5 \frac{F_{R_E}}{Y_E} =$ $=423+0,5 \cdot$ $\cdot 602 = 724$

Observație: C — reprezintă sensul forței axiale totale, care în acest caz este îndreptată spre reazemul C

în care: $q_1 = 40$ și $q_2 = 60$, corespund circulației pe drumuri bune și respectiv pe drumuri neamenajate; L_{h1} și L_{h2} — duratele de funcționare, în ore, pentru $i_I = 1$ și respectiv $i_{II} = 1,45$.

Analizînd datele tabelului 50 se constată că:

— reazemele B și C au fost corect alese, admițînd o durată de funcționare de 2500...3500 ore pentru rulmenții transmisiei;

— reazemul F este subdimensionat;

— reazemele A, D și E sînt supradimensionate.

Se precizează că alegerea rulmenților — pentru acest tip de transmisii — este impusă, în general, de dimensiunile arborilor pe care se montează rulmenții; aceste dimensiuni sînt obținute prin calcul și din considerente de montare.

Soluția constructivă a transmisiei centrale analizate — în care s-au montat rulmenții menționați în această problemă — este prezentată în figura 155 [59].

Datele caracteristice pentru reazemele transmisiei centrale

Reazemul	Treapta	q, %	n, rot/min	n_m, rot/min	F_r, daN	F_a, daN	$\frac{F_a}{F_r}$	e	X	Y	P, daN	P_m, daN $i_I = 1$	P_m, daN $i_{II}=1,45$	C/P_m $i_I = 1$	C/P_m $i_{II}=1,45$	$(C/P_m)^{10/3}$ $i_I = 1$	$(C/P_m)^{10/3}$ $i_{II}=1,45$	L_h, ore $i_I = 1$	L_h, ore $i_{II}=1,45$	L_{hm}, ore
A 31 308 $C_1=4800$ $C = 1,715 \cdot 4800$	I	0,5	303	1136	1964	2610	1,33	0,82	0,4	0,73	2690	792	1143	10,39	7,17	2423	706	35628	10363	14467
	II	3,5	486		1224	1627					1677									
	III	25	781		762	1013					1044									
	IV	65	1250		476	633					652									
	V	5,5	2000		298	396					408									
B 2207 $C = 3900$	I	0,5	303		1927	—	—	—	1	0	1927	576	835	6,7	4,67	583	169	8560	2485	3471
	II	3,5	486		1200						1200									
	III	25	781		747						747									
	IV	65	1250		467						467									
	V	5,5	2000		292						292									
C 32 311 $C = 12\,700$	I	0,5	123	461	8761	3191	0,364	0,34	0,4	1,75	9090	2676	3880	4,74	3,27	178	51,6	6434	1865	2604
	II	3,5	197		5458	1987					5660									
	III	25	317		3400	1238					3526									
	IV	65	508		2125	774					2204									
	V	5,5	813		1328	483,5					1377									
D 32 311 $C = 12\,700$	I	0,5	123		4950	—	—	—	1	0	4950	1454	2108	8,734	6,02	1362	395	49257	14299	19968
	II	3,5	197		3082						3082									
	III	25	317		1920						1920									
	IV	65	508		1200						1200									
	V	5,5	813		750						750									
E 30 216 $C = 9650$	I	0,5	35	130	5761	—	—	—	1	0	5761	1697	2460	5,68	3,92	326	94,76	41835	12149	16977
	II	3,5	56		3588						3588									
	III	25	90		2234						2234									
	IV	65	143		1396						1396									
	V	5,5	230		873						873									
F 30 214 $C = 7800$	I	0,5	35		6052	4778	0,79	0,41	0,4	1,45	9349	2755	3995	2,83	1,97	32	9,61	4102	1233	1712
	II	3,5	56		3768	2976					5822									
	III	25	90		2347	1853					3626									
	IV	65	143		1467	1158					2266									
	V	5,5	230		917	724					1417									

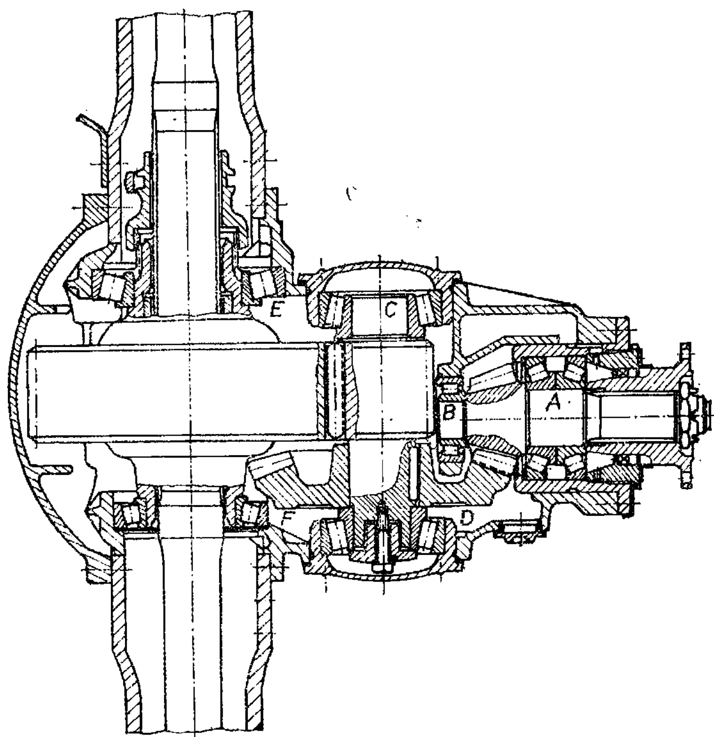


Fig. 155

237 Un arbore este introdus într-un reductor cilindric vertical—fără plan de separație la nivelul arborelui—diametrul exterior al pinionului fiind mai mare decît diametrul exterior al rulmentului (fig. 156). Calculînd arborii, s-au determinat reacțiunile în reazeme, care sînt de valori medii. Cunoscînd că arborele funcționează la temperaturi ridicate și că are o lungime mare, să se realizeze montajul cu rulmenți al acestuia.

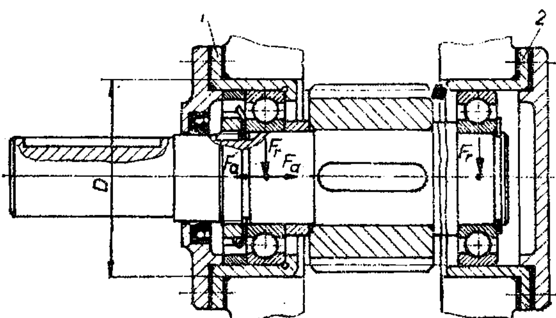


Fig. 156

Rezolvare :

Neexistînd plan de separație, la nivelul axei arborelui, rezultă că arborele trebuie montat prin alezaje care au axa comună cu a arborelui. Deoarece D_e pinion, este mai mare decît diametrul exterior al rulmenților, trebuie executate alezaje cu D mai mare decît al pinionului. Se vor introduce apoi pabarele *1* (fig. 156) cu diametrul exte-

rior D egal cu al alezajului prelucrat; diametrul interior este egal cu diametrul exterior al rulmentului.

Deoarece arborele are lungime mare și funcționează la temperaturi ridicate trebuie să i se asigure posibilitatea de dilatare, care se obține prin rulmentul din dreapta ce se poate deplasa — împreună cu arborele — în alezajul paharului 2; sarcina axială, în ambele sensuri, este preluată de rulmentul din stînga (radial cu bile) fixat atît pe inelul interior, cît și pe exterior. Se realizează astfel montajul din figura 156 cu rulmenți radiali cu bile pe un rînd (STAS 3041-68).

238 Să se realizeze montajul unui arbore de intrare — într-un reductor cilindric — asupra căruia acționează forțe radiale și tangențiale mari (în angrenaj), dilatațiile termice ale arborelui fiind de valoare însemnată.

Rezolvare:

Forțele radiale și tangențiale, din angrenaj, se reduc în reazeme la forțe radiale, dispuse în planuri reciproc perpendiculare, rezultanta fiind tot o sarcină radială. Valorile acestor forțe fiind mari — și respectînd în același timp și condiția de dilatație termică a arborelui — se vor monta, în cele două reazeme, rulmenți radiali cu role (fig. 157).

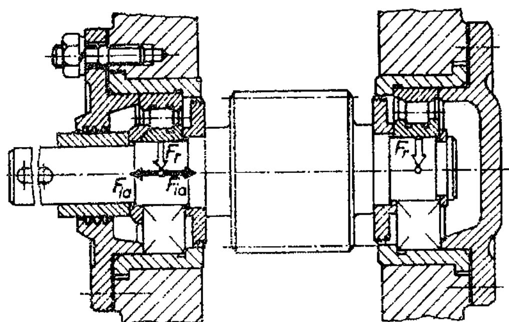


Fig. 157

Observație. Montajul acestor rulmenți se caracterizează prin fixarea celor două inele ale rulmentului, în ambele sensuri. Rulmentul *A* fixează axial arborele în ambele sensuri (seria NUP, NU 22/HJ 22 — STAS 3042-68, respectiv STAS 6200-68).

239 Arborele portfreză — a unei mașini de frezat (plan) — este solicitat în timpul așchierii, de forțe radiale și tangențiale mari. Ținînd seama de faptul că arborele se deformează elastic, să se realizeze montajul rulmenților de sprijin. Rulmenții se ung cu unsoare consistentă.

Rezolvare:

Deoarece arborele se deformează elastic, în reazeme vor apărea deformații unghiulare. Rulmenții care pot prelua astfel de deformații sînt rulmenții oscilanți (cu bile, STAS 6846-68 sau cu role, STAS 3918-68). În cazul deformării elastice, punctele de aplicație ale reazemelor se apropie, ceea ce duce la faptul că un rul-

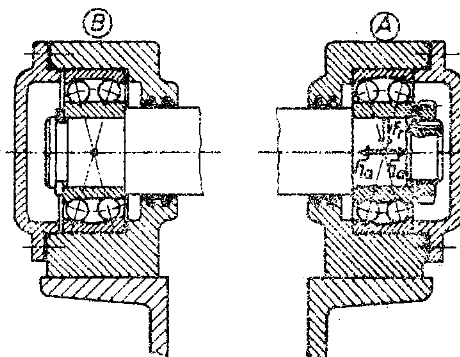


Fig. 158

ment trebuie fixat atît pe arbore cît și în carcasă (rulmentul A), celălalt fiind liber în carcasă, pentru deplasarea în stînga și în dreapta (rulmentul B).

La sarcini medii și mari se folosesc rulmenți radiali oscilanți cu bile, conform fig. 158*).

240 Pe arborele de intrare — dintr-un reductor cilindric — este executat un pinion, cu dantură înclinată. Forțele tangențiale, radiale și axiale sînt de valori medii, arborele fiind rigid. Să se realizeze montajul rulmenților de sprijin.

Rezolvare :

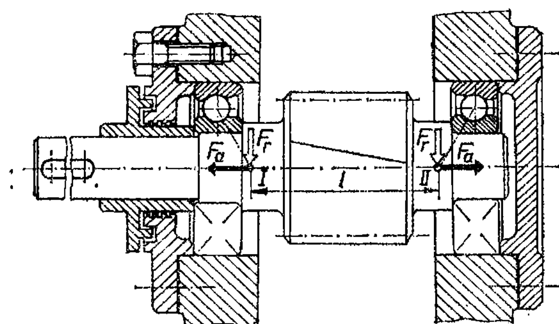


Fig. 159

Pentru preluarea sarcinilor axiale se folosesc rulmenți radial-axiali cu bile (STAS 7416-69), astfel încît arborele să fie fixat axial în ambele sensuri. Pentru mărirea rigidității arborelui rulmenții se montează în X, lungimea de calcul a arborelui fiind l (fig. 159). Fiecare rulment preia sarcina radială a lagărului și sarcina axială exterioară.

Observație. În cazul unor sarcini radiale și axiale mari se întrebuințează rulmenți radial-axiali cu role conice (STAS 3920-68).

241 Să se realizeze subansamblul arborelui de intrare — dintr-un reductor melcat — care transmite un moment de torsiune mic. Sarcinile din lagăre — radiale și axiale — au valori medii, arborele funcționînd la temperaturi ridicate.

Rezolvare :

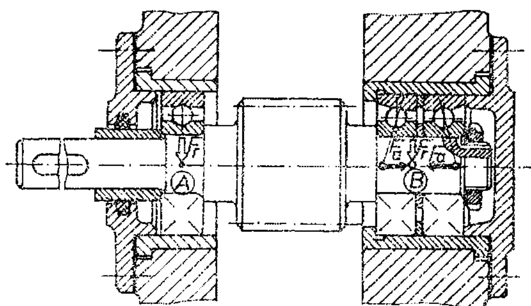


Fig. 160

La temperaturi ridicate dilatațiile termice sînt însemnate, din această cauză trebuind să se realizeze astfel montajul, încît să se permită deformarea liberă a arborelui. În cazul sarcinilor radiale medii, se montează rulmenți radiali cu bile (STAS 3041-68) care se deplasează — la deformarea arborelui — în-

*) În figura 158 s-a notat cu F_{fa} — fixarea axială.

preună cu arborele. În reazemul B se vor monta doi rulmenți radial-axiali cu bile, pe un rînd (STAS 7416-69), rulmenți care preiau — ca urmare a montajului — sarcina axială din angrenaj, în ambele sensuri (fig. 160).

Observație. La sarcini mari — radiale și axiale — în reazemul A se vor monta rulmenți cu role cilindrice (STAS 3043-68), iar în reazemul B — rulmenți radial-axiali cu role conice (pereche), STAS 3920-68.

242 Asupra reazemelor unui arbore de intrare — dintr-un reductor conic — acționează sarcini radiale și axiale mari. Să se realizeze montajul cu rulmenți al acestui arbore, știind că dilatațiile termice nu sînt însemnate.

Rezolvare :

Montajul se va realiza cu rulmenți radial-axiali, cu role conice. Pentru mărirea rigidității arborelui se va executa un montaj în X al rulmenților. Forțele axiale (fixarea axială) — în cele două sensuri — sînt preluate de cei doi rulmenți (STAS 3920-68), fiecare într-un sens (fig. 161).

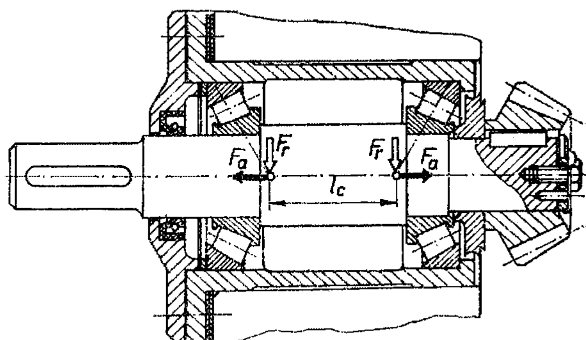


Fig. 161

243 Să se realizeze montajul unui arbore vertical solicitat de forțe radiale medii în reazemul B și mari — în reazemul A (fig. 162).

Rezolvare :

În reazemul A — unde sarcinile radiale sînt mai mari — se montează un rulment radial cu role cilindrice (STAS 3043-68), iar în reazemul B — un rulment radial cu bile pe un rînd (STAS 3041-68). Montajul se execută astfel, încît rulmenții preiau numai sarcini radiale.

Sarcina axială într-un singur sens — sensul greutății proprii — este preluată, în reazemul B (fig. 162), de un rulment axial cu bile, cu simplu efect (STAS 3921-68).

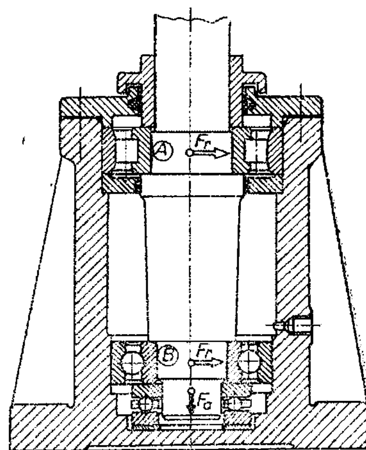


Fig. 162

244 Să se realizeze montajul arborelui de intrare dintr-un reductor melcat. Forțele radiale din reazeme au valori mari; forțele axiale — de valori mari — acționează în ambele sensuri.

Rezolvare:

Pentru preluarea sarcinilor radiale se folosesc rulmenți radiali cu role cilindrice (STAS 3043-68) în ambele reazeme; pentru preluarea sarcinii axiale — în ambele sensuri — se folosește un rulment axial cu bile cu dublu efect STAS 3922-68 (conform fig. 141).

245 Care este durata de funcționare a unui rulment radial cu bile, seria 6208, solicitat de o forță radială F_r=150 daN, la o turație de 1600 rot/min?

246 Un rulment seria 6206 este solicitat de o sarcină radială F_r=150 daN și axială F_a=50 daN, la n= 1250 rot/min. Să se determine durabilitatea și durata de funcționare a acestui rulment.

247 Știind că F_r = 0,75 F_a, să se determine sarcina radială capabilă a fi preluată de un rulment radial-axial cu bile 7205 (C=1160 daN și C_0 = 780 daN) care trebuie să funcționeze 10000 ore la o turație n = 1250 rot/min.

248 Un rulment cu role cilindrice este solicitat de o forță radială F_r=400 daN și una axială F_a=60 daN. Ce rulment (seria NUP) se poate folosi, dacă este impusă o durată de funcționare L_h=12000 ore, la o turație n = 2000 rot/min, în condițiile unei ungeri cu unsoare consistentă? rulmentul funcționează continuu (a = 75, din tabelul AI-25). Diametrul arborelui pe care se montează rulmentul este d = 30...35 mm.

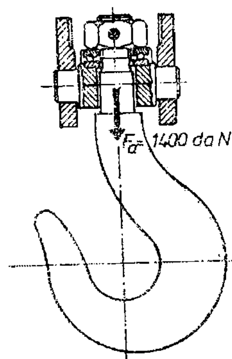


Fig. 163

249 Un rulment axial cu bile cu simplu efect (seria 51205) este solicitat de o sarcină constantă F_a= 550 daN. Să se determine durabilitatea și durata de funcționare a rulmentului, în cazul în care acesta funcționează la o turație n = 1600 rot/min.

250 Pe un rulment axial cu bile—solicitat de o sarcină axială F_a=1400 daN—se sprijină cîrligul unei macarale (fig. 163); rulmentul este montat pe un arbore cu mișcare oscilatorie. Să se aleagă tipul de rulment necesar, care să asigure o funcționare ușoară și fără vibrații. Diametrul arborelui este d= = 25 mm.

251 Un rulment axial cu bile, cu simplu efect (seria 51203), este solicitat de o sarcină axială F_a=1200 daN. Să se verifice rulmentul știind că se execută o lăgăruire precisă și se cere o funcționare ușoară și fără vibrații.

252 Ce sarcină poate prelua un rulment axial-oscilant cu role 29412 ($C_0 = 44000$ daN), dacă arborele—pe care este montat rulmentul — se rotește cu $n = 5$ rot/min.

253 Un rulment radial-oscilant cu bile (seria 2208) este solicitat de o sarcină radială $F_r = 200$ daN și una axială $F_a = 80$ daN. Să se verifice capacitatea de încărcare statică a rulmentului. Ce durabilitate ar avea la o turație de $n = 1250$ rot/min?

254 Pe un arbore este montată o roată, cu dantură în V; sarcinile radiale din reazeme sînt mari. Să se realizeze montajul acestui arbore pe rulmenți.

255 Să se proiecteze subansamblul arborelui de intrare — dintr-un reductor cilindric cu dantură înclinată — asupra căruia acționează forțe radiale și axiale mari. Se preconizează o ungere cu unsoare consistentă a rulmenților.

256 Asupra reazemelor unui arbore de intrare — dintr-un reductor melcat—care funcționează la temperaturi ridicate, acționează forțe radiale și axiale mari. Să se aleagă rulmenții corespunzători și să se realizeze montajul acestora.

257 Să se execute montajul rulmenților la un arbore de intrare—dintr-un reductor conic—știind că forțele axiale care acționează asupra reazemelor sînt de valoare medie; forțele radiale pe reazemul de lîngă pinion au valoare foarte mare, iar pe reazemul depărtat — de pinion — valoare medie. Trebuie realizat montajul astfel încît acesta să permită deformații termice.

258 Asupra reazemelor unui arbore vertical acționează forțe radiale mari, sub acțiunea forțelor exterioare arborele deformîndu-se elastic. Să se realizeze montajul cu rulmenți al acestui arbore.

259 Să se execute montajul cu rulmenți al subansamblului arborelui intermediar — al unui reductor în două trepte — asupra căruia acționează forțe radiale și axiale mari, deformațiile termice fiind însemnate.

260 Asupra unui arbore acționează numai forțe radiale. Să se realizeze un montaj care să folosească — în cele două reazeme — rulmenți radiali, cu role cilindrice; fixarea axială trebuie asigurată în ambele sensuri, fiecare rulment urmînd să asigure fixarea axială într-un singur sens.

261 Să se realizeze montajul unui arbore de intrare — dintr-un reductor conic — arborele fiind solicitat de forţe axiale mici. Reacţiunea radială din reazemul de lîngă pinion este mare, iar cea din reazemul de la capătul opus — mică.

262 Să se realizeze montajul arborelui de intrare, dintr-un reductor conic, ştiind că dilataţiile termice sînt însemnate, iar forţele (axiale şi radiale) care solicită arborele sînt mari.

263 Sarcinile radiale şi axiale, dintr-un angrenaj melcat sînt mari. Să se execute montajul arborelui de intrare ştiind că există condiţii bune de răcire; arborele este rigid.

17

CUPLAJE

NOTAȚII FOLOSITE

A — aria unei suprafețe de frecare (a unui disc);
B — inducția, în Tesla (T);
k_a — rigiditatea arcului, la cuplajele *Cardeflex* și la cuplajele de siguranță;
d, D — diametrul arborelui, respectiv diametrul exterior al cuplajului;
d_1 — diametrul rolei, la cuplajele unisens;
d_c — diametrul conductorului bobinajului electromagnetului;
e — excentricitatea arborilor;
F_a, F_c — forța de acționare a pîrghiilor de cuplare, respectiv forța de cuplare;
F_{ad} — forța necesară pentru arcurile de decuplare;
G — greutatea elementului intermediar, la cuplajele *Oldham*;
GD^2 — momentul de girație redus la arborele condus;
h_{min} — grosimea minimă a bandajului de cauciuc, la cuplajele *Periflex*;
i — numărul suprafețelor de frecare, la cuplajele cu fricțiune;
K_s — coeficientul de siguranță al cuplajului;
β — coeficientul de siguranță la ambreiajele auto;
M_a — momentul necesar accelerării, la cuplajele cu fricțiune;
M_{tn} $\left(\frac{P_n}{n}\right)$ — momentul nominal de torsiune; raportul dintre puterea nominală P_n și turația n a cuplajului;
M_{tc}, $M_{t\,lim}$ — momentul de torsiune de calcul, respectiv momentul de torsiune limită, pentru cuplajele de siguranță;
n_s — numărul șuruburilor la cuplajele — manșon, la cuplajele cu flanșe și la cuplajele *Periflex*; numărul știfturilor, la cuplajele de siguranță cu element de rupere;
n_{sp} — numărul de spire al bobinajului electromagnetului;
p, p_a — presiunea, respectiv presiunea admisibilă pe suprafețele în contact;
s_{cu} — secțiunea conductorului de cupru al bobinajului electromagnetului;
S — suprafața totală a polilor electromagnetului (suprafața străbătută de fluxul magnetic) la acționarea electromagnetică a cuplajelor;

z — numărul total al discurilor la cuplajele multidisc; numărul total al arcurilor la cuplajele *Cardeflex*; numărul bolţurilor la cuplajele elastice cu bolţuri; numărul bilelor la cuplajele de siguranţă cu bile şi canal trapezoidal;
Z_h — numărul de cuplări pe oră;
δ_1 — săgeata iniţială, de montaj, a arcului;
λ — coeficientul repartiţiei neuniforme a sarcinii între bile;
q — presiunea uleiului la acţionarea hidraulică a cuplajelor;
Q, q_a — solicitarea termică, respectiv solicitarea termică admisibilă a discurilor, la cuplajele cu fricţiune;
ω_1, n_1 — viteza unghiulară, respectiv turaţia arborelui conducător;
ω_2, n_2 — viteza unghiulară, respectiv turaţia arborelui condus;
μ — coeficientul de frecare;
σ_k, σ_{ak} — efortul unitar efectiv de contact, respectiv rezistenţa admisibilă la contact;
σ_{at}, σ_{as} — rezistenţa admisibilă la întindere, respectiv la strivire;
σ_{02} — limita de curgere a materialului;
τ_{af} — rezistenţa admisibilă la forfecare.

RELAŢIILE, RECOMANDĂRILE ŞI METODICA DE CALCUL

Mărimea sarcinilor — care acţionează asupra cuplajelor — depinde de tipul şi caracteristica maşinii motoare, de regimul de funcţionare al maşinii antrenate şi de influenţa cuplajului asupra lanţului cinematic al sistemului de acţionare.

Momentele *nominale* (*normale*) de torsiune — indicate în documentaţia tehnică a firmelor producătoare sau în standarde — corespund valorilor maxime care pot fi preluate de cuplaj, în regimul static de funcţionare. În regim dinamic, cuplajul trebuie să suporte suprasarcinile din timpul demarajului şi şocurile posibile din timpul funcţionării sistemului.

Momentele de torsiune de calcul M_{tc} se determină cu relaţia [15, 52, 60]:

$$M_{tc} = K_s M_{tn},$$

în care : K_s este coeficientul de siguranţă, determinat — pe baza experienţei de exploatare a diferitelor maşini — în funcţie de tipul maşinii motoare şi al cuplajului, precum şi de tipul şi regimul de funcţionare al maşinii antrenate.

Valorile coeficientului de siguranţă K_s se pot lua din STAS 6589-74, 769-73, 870-73 şi 5982-78. Pentru cuplajele permanente fixe — montate între motorul electric şi maşina antrenată — valorile orientative ale coeficientului K_s se aleg din tabelul AI-27 [52]. Pentru cuplajele dinţate, cuplajele elastice cu elemente solicitate la compresiune (cu bolţuri, cu gheare şi blocuri (plăci) din cauciuc) şi pentru cuplajele intermitente cu fricţiune (ambreiaje) se recomandă [60]:

$$K_s = K_1 K_2 K_3,$$

unde : K_1 este coeficientul care depinde de maşina motoare şi de maşina antrenată ; K_2 — de regimul zilnic de funcţionare al maşinii antrenate ; K_3 — de frecvenţa cuplărilor pe oră a maşinii antrenate. Valorile acestor coeficienţi sînt redate în tabelele AI-28, AI-29 şi AI-30 [60].

Pentru cuplajele de siguranţă valorile orientative ale coeficientului K_s se aleg din tabelul AI-39 [60].

Metodica şi recomandările necesare pentru calculul cuplajelor permanente fixe sînt prezentate în tabelul 51, iar relaţiile şi recomandările necesare pentru calculul şi proiectarea cuplajelor permanente mobile — de tip *Oldham* — sînt indicate în tabelul 52.

Tabelul 51

Relaţiile şi recomandările necesare pentru calculul cuplajelor permanente fixe [9, 12—14, 31, 34, 52]

Schema constructivă a cuplajului	Relaţiile de calcul	Elemente constructive. Rezistenţe admisibile
	A. *CUPLAJE CU MANŞON MONOBLOC*	
	Cu ştifturi : $M_{t\,cap} = \frac{\pi}{4} d\, d_1^2\, \tau_{af} \geqslant M_{tc}$. Se dimensionează sau se verifică ştifturile : $d_1 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{M_{tc}}{d \tau_{af}}}$; $\tau_f = \frac{4 M_{tc}}{\pi d\, d_1^2} \leqslant \tau_{af}$.	*Se recomandă* : $D \approx 1{,}8\, d$; $d_1 \approx 0{,}44\, d$; $L = (3{,}5\ldots4)\, d$; *pentru ştifturi* : $\tau_{af} = (0{,}2\ldots0{,}3)\sigma_{02}$.
	Cu pene : $M_{t\,cap} = \frac{1}{4}\, d h l_c \sigma_{as} \geqslant M_{tc}$. Se determină lungimea necesară a penelor (v. tabelul 14) : $l_c = \frac{4 M_{tc}}{d h\, \sigma_{as}}$.	*Se recomandă* : $D \approx (1{,}8\ldots2{,}0)d$. *Pentru pene* : σ_{as}, din tabelul 14.
	Cu caneluri : $M_{t\,cap} = \frac{1}{2}\, r_m s' L \sigma_{as} \geqslant M_{tc}$. Se determină lungimea asamblării canelate (v. tabelul 16) $L \geqslant \frac{2 M_{tc}}{r_m s' \sigma_{as}}$.	*Se recomandă* : $D \approx (1{,}4\ldots1{,}75)d$. *Pentru caneluri* : σ_{as}, din tabelul AII-10. $s' = 0{,}75\left(\frac{D-d}{2} - 2g\right)z$; $r_m = \frac{D+d}{4}$.

Schema constructivă a cuplajului	Relațiile de calcul	Elemente constructive. Rezistențe admisibile
B. *CUPLAJE-MANSON*		*Se recomandă:* $D \approx (2,5\ldots3)\,d$, $L \approx (3,5\ldots4)\,d$; *pentru șuruburi:* $\sigma_{at} = (0,3\ldots0,5)\,\sigma_{02}$; $\mu = 0,15$; $\sigma_{as} \leqslant 0,8\sigma_{02}$.
	$M_{tcap} = \frac{\pi}{4}\mu\sigma_{as}d^2L \geqslant M_{tc}$. Forța ce revine unui șurub: $F_{01} = \frac{4M_{tc}}{n_s\pi\mu d}$; se dimensionează șuruburile $d_1 = \sqrt{\frac{16\,M_{tc}}{\pi^2\mu d n_s\sigma_{at}}}$.	
C. *CUPLAJE CU FLANȘE*		*Se recomandă:* $D \approx (3\ldots5,5)d$, $D_0 \approx (3\ldots5)d$, $L \approx (2,5\ldots4)\,d$, $l = (1\ldots2)d$, $\mu = 0,2\ldots0,25$, $\tau_{af} = (0,2\ldots0,3)\sigma_{02}$.
	$M_{tcap} = \frac{\pi}{8}n_sD_0d_2^2\tau_{af} \geqslant M_{tc}$. Forța ce revine unui șurub: $F_{01} \geqslant \frac{2\,M_{tc}}{D_0n_s}$. Se dimensionează șuruburile $d_2 \geqslant \sqrt{\frac{8\,M_{tc}}{\pi D_0n_s\tau_{af}}}$.	

Caracteristica elastică și capacitatea de disipare a cuplajelor permanente mobile, cu elemente intermediare elastice — denumite uzual *cuplaje elastice* — sînt determinate de proprietățile materialelor elementelor intermediare elastice, care pot fi metalice sau nemetalice.

Relațiile pentru calculul și proiectarea cuplajelor elastice cu elemente intermediare metalice sînt prezentate în tabelul 53, iar pentru cuplajele elastice, cu elemente intermediare nemetalice (din cauciuc) — în tabelul 54.

Datorită complexității fenomenelor — care au loc în timpul funcționării cuplajelor elastice cu elemente din cauciuc — calculul acestora este foarte greoi și complicat. Din aceste motive, în tabelul 54 se prezintă doar relațiile pentru calculul și proiectarea cuplajelor cu bolțuri și a cuplajelor de tip *Periflex*.

Relațiile pentru calculul și proiectarea cuplajelor intermitente cu fricțiune — cu discuri, conice și *Conax* — precum și recomandările necesare sînt indicate în tabelul 55.

Asupra capacității de funcționare a cuplajelor multidisc influențează considerabil regimul termic al acestora. Din această cauză, este necesară verificarea regimului termic la cuplajele multidisc, verificare ce se poate efectua cu relațiile din tabelul 55 [60].

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul și proiectarea cuplajelor Oldham [14, 24, 34, 52]

Tipul cuplajului	Relațiile de calcul	Elemente constructive. Rezistențe admisibile
Cuplaj Oldham, cu element intermediar cilindric	$M_{t\,cap} = \frac{1}{12}(2D+d-e)(D-d-2e)h\sigma_{as}$; Se verifică : $\sigma_s = \frac{12\,M_{tc}}{h(2D+d-e)(D-d-2e)} \leqslant \sigma_{as}$, sau : $\sigma_s = \frac{12\,M_{tc}}{h(2D+d)(D-d)} + \frac{2G\omega_1^2 e}{gh(D-d)} \leqslant \sigma_{as}$, (pentru turații mari și excentricități mici). $\eta \approx 1 - 5{,}3\,\frac{\mu e}{D+d}$	$D = (2{,}5\ldots3)d$, $\mu = 0{,}12\ldots0{,}25$, $L = (3{,}5\ldots4)\,d$, $l_1 = (0{,}3\ldots0{,}45)d$, $j = 1 - 2{,}5$ mm, $e \leqslant 0{,}04\,D$, $h = l_1 - j$; $\sigma_{as} = 150\ldots300$ daN/cm², pentru oțeluri călite ; $\sigma_{as} = 75\ldots100$ daN/cm², pentru elementul intermediar din fontă sau bronz.
Cuplaj Oldham, cu element intermediar prismatic	$M_{t\,cap} = \frac{1}{12}(b-2e)(2b-e)h\sigma_{as}$; Se verifică : $\sigma_s = \frac{12M_{tc}}{h(2b-e)(b-2e)} \leqslant \sigma_{as}$, sau $\sigma_s = \frac{6M_{tc}}{hb^2} + \frac{2\,G\omega_1^2 e}{ghb}$, (pentru turații mari și excentricități mici). $\eta \approx 1 - 5{,}3\,\frac{\mu e}{b}$	$D = (3\ldots4)d$, $\mu = 0{,}12\ldots0{,}25$, $L = (3{,}5\ldots5)d$, $e \leqslant 0{,}05d$, $l_1 = (0{,}6\ldots0{,}8)d$, $h = l_1 - j$, $b = (0{,}5\ldots0{,}55)D$, $b_1 > b + 2e$, $j = 2 - 3$ mm, $\sigma_{as} = 80\ldots100$ daN/cm², pentru elementul intermediar din textolit

Pentru alegerea orientativă a dimensiunilor constructive v. tabelele AI-32 și AI-33.

Tabelul 53

Relațiile pentru calculul și proiectarea cuplajelor elastice cu elemente intermediare metalice [12, 14, 31, 34]

Tipul cuplajului și schema de calcul	Relațiile de calcul și proiectare	
	Caracteristica elastică. Dimensionare	Verificare
Cu arc șerpuit, de tip Bibby 	$$\varphi = \frac{M_t L^3}{3\, zD_0^2\, EI},$$ pînă la $$M_i = M_{t1} = \frac{12\, zD_0\, EIy_A}{L^2\left(L-3\,\frac{a}{2}\right)+\frac{a^3}{2}};$$ $$\varphi = \varphi_1 = \frac{4L^3 y_A}{\left[L^2\left(L-3\,\frac{a}{2}\right)+\frac{a^3}{2}\right]D_0}.$$ Pentru $M_t > M_{t1}$: $$\varphi = \frac{M_t a^3}{3\, zD_0^2\, EI} + \varphi_1.$$ Pentru dimensionare (secțiune dreptunghiulară): $$\frac{zD_0}{L-a} \geq \frac{6}{bh^2}\,\frac{M_{tc}}{\sigma_{ai}}$$	Se verifică: $$\sigma_i = 6\,\frac{M_{t\,lim}(L-a)}{zD_0bh^2} \leq \sigma_{ai};$$ $$\tau_f = 2\,\frac{M_{t\,lim}}{zD_0bh} \leq \tau_{af};$$ $\sigma_{ai} = (0,5\ldots0,7)\sigma_{02}$; $\tau_{af} = (0,3\ldots0,4)\sigma_{02}$. *Se recomandă*: $$y_A \approx \frac{1}{3}\,b;$$ $z = 50\ldots100$ dinți, numărul golurilor dinților pe un semicuplaj; $l \approx 2,5t$; $h = (0,2\ldots0,25)b$; $b = (0,8\ldots1,0)t$; $$t = \frac{\pi D_0}{z};$$ *Forma a*: $D_0 = (0,7\ldots0,8)D$; *Forma b*: $D_0 \approx 0,9\,D$.
	Pentru adoptarea orientativă a dimensiunilor constructive, v. tabelul AI-34	

<table>
<tr>
<td>Cu arcuri lamelare, dispuse radial</td>
<td>$\varphi_x = \alpha \dfrac{3l - x}{3R + x}$; $\varphi_1 = \dfrac{2}{3} \dfrac{l}{R + l} \operatorname{tg}\alpha$;
$M_x = 2 \dfrac{EInz(R + x)(\varphi_x + \alpha)}{x^2}$
Pentru
$M_t > M_{t1} = 2 \dfrac{EInz(R + l_1)(\varphi_1 + \alpha)}{l_1^2}$
$\varphi_{max} = \alpha \dfrac{3l - l_1}{3R + l_1}$; $\begin{cases} \varphi_{max} = \theta_{max} - \alpha; \\ \theta_{max} = \dfrac{l_1}{h} \dfrac{\sigma_i}{E}. \end{cases}$
Caracteristica elastică se determină cu relația :
$\varphi = \dfrac{M_t l_1}{3znEI(R + l_1)^2}$.
Pentru dimensionare :
$\dfrac{nz(R+l_1)}{l_1} \geqslant \dfrac{6}{bh^2} \dfrac{M_{tc}}{\sigma_{ai}}$.</td>
<td>Se verifică :
$\sigma_i = 6 \dfrac{M_{t\,lim}\, l_1}{nz(R + l_1)bh^2} \leqslant \sigma_{ai}$,
$\sigma_{ai} = (0,5\ldots0,7)\sigma_{02}$; $M_{t\,lim} \approx M_{tc}$.
Se recomandă :
$R = (0,8\ldots1,0)d$;
$l = (0,4\ldots0,45)D - R$;
$b = (0,8\ldots0,9)B$.
z — numărul pachetelor de arcuri ;
n — numărul lamelelor într-un pachet.</td>
</tr>
<tr>
<td></td>
<td colspan="2">Pentru adoptarea orientativă a dimensiunilor constructive v. tabelul AI-35</td>
</tr>
<tr>
<td rowspan="2">Cu arcuri elicoidale, de tip Cardeflex</td>
<td colspan="2">$M_{tc} = \dfrac{1}{2} k_a z D_0 (\delta_0 + \Delta) \cos\alpha \leqslant M_{t\,cap}$.</td>
</tr>
<tr>
<td>$\varphi = \dfrac{2\,M_t}{zk_a D_0^2 \cos\alpha}$, pînă la
$\varphi = \varphi_1 = \dfrac{2\delta_0}{D_0}$; δ_0 — săgeata la montaj a arcului elicoidal,</td>
<td>Se verifică bolțurile :
— la încovoiere
$\dfrac{M_{t\,lim}}{zD_0 d_1^3} l_2 \leqslant \dfrac{\pi}{32} \sigma_{ai}$,</td>
</tr>
</table>

Tabelul 53 (continuare)

<table>
<tr><th rowspan="2">Tipul cuplajului şi schema de calcul</th><th colspan="2">Relaţiile de calcul şi proiectare</th></tr>
<tr><th>Caracteristica elastică. Dimensionare</th><th>Verificare</th></tr>
<tr><td></td>
<td>cînd :
$M_{tn} = M_{t1} = zk_a D_0 \delta_0 \cos\alpha.$
Pentru $M_t > M_{t1}$:
$$\varphi = \frac{4 M_t}{zk_a D_0^2 \cos\alpha} - \varphi_1,$$
pînă la $\varphi = \varphi_2 = \frac{2\Delta}{D_0}$, cînd :
$$M_{t2} = \frac{1}{2} zk_a D_0 (\delta_0 + \Delta) \cos\alpha \leqslant M_{tc}.$$
Se dimensionează arcurile elicoidale astfel încît
$$F_{arc\,1} = \frac{2 M_{tc}}{D_0 z \cos\alpha},$$
sau rigiditatea unui arc
$$k_a = \frac{2 M_{tc}}{zD_0 (\delta_0 + \Delta) \cos\alpha} \quad \text{sau} \quad k_a = \frac{M_{tn}}{zD_0 \delta_0 \cos\alpha}.$$
Pentru alegerea precomprimării arcului :
$$\frac{\delta_0}{\delta_0 + \Delta} = \frac{M_{tn}}{2 M_{tc}}.$$</td>
<td>unde :
$$M_{t\,lim} = (1{,}05\ldots1{,}1) \frac{1}{2} zD_0 k_a(\delta_0 + \Delta)\cos\alpha;$$
$\sigma_{ai} = (0{,}5\ldots0{,}7)\sigma_{02}.$
— *la forfecare*
$$\frac{M_{t\,lim}}{zD_0 d_1^2} \leqslant \frac{\pi}{8} \tau_{af},$$
unde :
$\tau_{af} = (0{,}2\ldots0{,}3)\sigma_{02}$
d_1 — diametrul bolţurilor ;
z — numărul segmenţilor pe un semicuplaj.
Se recomandă :
$\varphi_{max} = \pm 5°$, execuţie obişnuită ;
$\varphi_{max} = \pm 10°$, execuţie specială.</td></tr>
<tr><td></td><td colspan="2">Pentru adoptarea orientativă a dimensiunilor constructive, v. tabelul AI-36.</td></tr>
</table>

Relațiile pentru calculul și proiectarea cuplajelor elastice cu elemente intermediare nemetalice [12—14, 31, 34, 52]

Tipul cuplajului și schema de calcul	Relațiile de calcul și proiectare	
	Dimensionare	Verificare
Cuplaj elastic cu bolțuri (STAS 5982-78)	$M_{t\,cap} = \frac{1}{2} D_1 n_s d_3 l_6 \sigma_{as}$	
	Se aleg din STAS 5982-78 (v. tabelul AI-37) sau din cataloage, pe baza diametrelor arborilor și a momentelor necesare de transmis.	— *Strivirea între bolțuri și manșon* $\sigma_s = \frac{2M_{tc}}{D_1 n_s d_3 l_6} \leqslant \sigma_{as}$; $\sigma_{as} = 50\ldots70$ daN/cm². — *Încovoierea bolțurilor* $\sigma_i = \frac{10\, M_{tc}\, l_5}{D_1\, n_s\, d_3^3} \leqslant \sigma_{ai}$; $\sigma_{ai} = (0{,}25\ldots0{,}4)\sigma_{02}$.
Cuplaj cu bandaj de cauciuc (PERIFLEX)	$M_{t\,cap} = \frac{\pi}{2} D_1^2 h_{min} \tau_{af}$;	$M_{t\,cap} = \pi\mu b (D_1 - b)^2 p_a$
	— După alegerea din cataloage (v. și tabelul AI-39) a dimensiunilor de gabarit, se verifică viteza periferică : $v = \frac{\pi D n}{60 \cdot 1000} < v_{ad}$, $v_{ad} = 17{,}5\ldots20$ m/s, pentru : $\begin{cases}\gamma = 1{,}2\ldots1{,}6 \text{ daN/dm}^3; \\ \sigma_{at} = 5 \text{ daN/cm}^2.\end{cases}$ — Se determină : $h_{min} D_1^2 = \frac{2\, M_{tc}}{\pi\, \tau_{af}}$; τ_{af} (v. tabelul AII-12) — Se dimensionează șuruburile : $d_1 = \sqrt{\frac{4 M_{tc}}{\pi \mu n_s (D_1 - b)\sigma_{at}}}$; $\mu = 0{,}3\ldots0{,}5$; $\sigma_{at} = (0{,}3\ldots0{,}5)\sigma_{02}$.	Se verifică, la strivire, bandajul de cauciuc : $p = \frac{M_{tc}}{\pi\mu (D_1 - b)^2 b} \leqslant p_a$; $p_a = 50\ldots70$ daN/cm². $D_1 \approx \frac{D + D_0}{2}$. Pentru adoptarea orientativă a dimensiunilor constructive v. tabelele AI-38 și AI-39

Relațiile pentru calculul și proiectarea cuplajelor intermitente cu fricțiune [12–15, 34, 44, 52, 55, 60]

Tipul cuplajului și schema de solicitare	Relațiile de calcul	
	Dimensionare	Verificare
Cuplaj cu discuri	$M_{t\,cap} = \frac{\pi}{8} \mu i b (D_e + D_i)^2 p_a \geqslant M_{tc}$	
	$iD_m^3 = \frac{2}{\pi\psi} \cdot \frac{M_{tc}}{\mu p_a}$; $D_m = \frac{D_e + D_i}{2}$; Se recomandă: $\psi = \frac{b}{D_m} = 0{,}15\ldots0{,}35$; $D_m = (2{,}5\ldots4)d$; $i = z_1 + z_2 - 1$; $z_1 = z_2 + 1$, unde: z_1 — numărul discurilor conducătoare; z_2 — numărul discurilor conduse. *Se recomandă*: $i \leqslant 6$, fără ungere, $i \leqslant 16$, cu ungere; $F_c = \frac{2M_{tc}}{i\mu D_m}$, μ și p_a din tabelul AI-40. $M_{tc} = K_s M_t = K_s(M_a + M_r)$ Momentul necesar accelerării — în timpul t_a — a unor mase cu momentul de inerție GD^2 [daN·cm²]: $M_a = K'_s \frac{GD^2 n_{cuplaj}}{375\, t_a} \cdot 10^{-2}$ [daN · cm], unde $K'_s = 1{,}2\ldots2$.	— Se verifică presiunea pe discuri: $p = \frac{F_c}{\pi D_m b} \leqslant p_a$, p_a — v. tabelul AI-40. — Se verifică asamblarea canelată a discurilor, conform indicațiilor din tabelul 16; b_1 — v. tabelul AI-41. — Se verifică regimul termic: $Q = 1{,}37 \cdot 10^{-3} \frac{M_{tc} GD^2 Z_h}{(M_{tc} + M_{sarc})Az} \cdot (n_2 - n_1)^2 \leqslant q_a$; $z = z_1 + z_2$ q_a — din tabelul AI-42; GD^2 — din cataloage sau din tabelele AI-39 ... AI-45. — Pentru adoptarea orientativă a dimensiunilor constructive v. tabelele AI-43 ... AI-49.

Tipul cuplajului și schema de solicitare	Relațiile de calcul — Dimensionare	Relațiile de calcul — Verificare
Cuplaj conic 	$M_{t\,cap} = \frac{\pi}{8}\mu b (D_e + D_i)^2 p_a \geqslant M_{tc}$ $D_m = \sqrt{\frac{2}{\pi\psi}\cdot\frac{M_{tc}}{\mu p_a}}$; $D_m = \frac{D_i + D_e}{2}$; $\psi = \frac{b}{D_m} = 0{,}15\ldots0{,}25$; $b = (1\ \ldots\ 1{,}1)d$; $F_c = 2\frac{M_{tc}}{\mu D_m}\sin\alpha$; $\alpha \geqslant 8\ldots10°$, pentru metal/metal; $\alpha \geqslant 12\ldots15°$, pentru materiale nemetalice.	Se verifică presiunea pe suprafața de contact $p = \frac{F_c}{\pi D_m b \sin\alpha} \leqslant p_a$, μ și p_a din tabelul AI-40.
Cuplaj Conax 	$M_{t\,cap} = \frac{\pi}{4}\mu_1 b_1 (D_e + D_i)^2 p_a \geqslant M_{tc}$; $M_{t\,cap} = \frac{\pi}{2}\mu_2 b_2 D_2^2 p_a \geqslant M_{tc}$ $b_1 D_m^2 = \frac{M_{tc}}{\pi\mu_1 p_a}$; $D_m = \frac{D_e + D_i}{2}$; $b_2 D_2^2 = \frac{2M_{tc}}{\pi\mu_2 p_a}$; $\psi = \frac{b_1}{D_m} = 0{,}08\ldots0{,}15$. Deoarece $p_1 > p_2$, trebuie respectată condiția: $b_2 > 2b_1\cos\alpha$. Pentru $\mu_1 = \mu_2$, $D_m = D_2\cos\alpha$. $F_c = \frac{M_{tc}}{\mu_2 D_2}\mathrm{tg}\alpha = \frac{M_{tc}}{\mu_1 D_m}\sin\alpha$ μ și p_a, din tabelul AI-40	Se verifică presiunea dintre discuri și inel: $p_1 = \frac{F_c}{\pi b_1 D_m \sin\alpha} \leqslant p_a$. Se verifică presiunea dintre inel și tambur: $p_2 = \frac{2F_c}{\pi b_2 D_2\,\mathrm{tg}\alpha} \leqslant p_a$. În cazul în care $b_2 \approx 2b_1$, se verifică $\Delta > 0$; $\Delta = b_2 - 2b_1\cos\alpha > 0$. Pentru adoptarea orientativă a dimensiunilor constructive, v. tabelul AI-50.

Relațiile pentru calculul forței de acționare a pîrghiilor de cuplare
[12–15]

Schema de calcul	Relația de calcul
	$F_a = zF_c \frac{c+\mu(b+r)}{a-\mu(r+m)} \cdot \frac{\sin\alpha+\mu\cos\alpha}{1-\mu \operatorname{tg}\alpha}$
	$F_a = zF_c \frac{c+\mu(b+r)}{a-\mu(r+r_1)}\left(\sin\alpha+\mu\frac{r_1}{r_0}\right)$
	$F_a = zF_c \frac{c+\mu r}{a-\mu b}$
	$F_a = zF_c \frac{c}{a-\mu b}$

Schema de calcul	Relația de calcul
	$F_p = \frac{F_{c1}}{i_p}$; $F_{c1} = \frac{F_c}{z}$; $i_p = \frac{c}{L}$; $h = \sqrt{\frac{6 l F_p}{b_2 \sigma_{ai}}}$; $\sigma_{ai} = (0,45\ldots0,55)\sigma_{02}$; i_p — raportul de multiplicare a pîrghiilor, z = numărul pîrghiilor de cuplare.
Lungimea pîrghiilor de cuplare $L = (z_1 + z_2)b_1 + (30\ldots50)$ mm, pentru cuplul metal/metal și $L = z_1 b_1 + z_2 b_1 + (30\ldots50)$ mm, pentru cuplul de materiale diferite.	

În funcție de modul de comandă, cuplajele cu discuri pot fi cu acționare mecanică (prin pîrghii), pneumatică, hidraulică sau electromagnetică.

Relațiile pentru calculul forței de acționare F_a a pîrghiilor de cuplare sînt indicate în tabelul 56, pentru principalele tipuri de acționări mecanice, folosite la cuplajele intermitente cu fricțiune.

Jocul dintre discurile metalice — la cuplajul decuplat — se recomandă a se considera 0,25...0,5 mm, pentru cuplajele multidisc și 0,5...1 mm, pentru cuplajele *mono* și *bidisc;* la discurile nemetalice se recomandă 0,5...1 mm pentru cuplajele multidisc și 0,8...1,5 mm, pentru cuplajele *mono* și *bidisc* [52]. La cuplajele conice cu suprafețe metalice se recomandă un joc de 0,5...1 mm, iar în cazul suprafețelor nemetalice 1,5...2 mm [34].

În ceea ce privește acționarea hidraulică a cuplajelor multidisc se recomandă urmărirea metodicii de calcul prezentate în tabelul 57 [52]. Forța la care trebuie calculate arcurile de decuplare F_{ad} se compune din forța axială care acționează asupra pistonului inelar — ca urmare a forțelor centrifuge ce acționează asupra uleiului — și din forța axială necesară pentru crearea suprapresiunii Δq în cilindru, la decuplarea cuplajului; suprapresiunea Δq depinde de viteza necesară de decuplare și de rezistențele hidraulice din magistrala de introducere a uleiului [52].

Pentru predimensionarea acționării electromagnetice a cuplajelor multidisc se pot folosi relațiile și recomandările prezentate în tabelul 58 [44, 48]*).

Calculul cuplajelor limitative (de siguranță) cu element de rupere (forfecare), cu fricțiune (cu discuri, conice), și cu bile și canal trapezoidal, se poate desfășura conform indicațiilor din tabelul 59.

*) V. și PROCOPOVICI, E. *Cuplaje electromagnetice cu fricțiune și cu dinți.* București, Editura tehnică, 1968.

Relațiile și recomandările necesare pentru proiectarea acționării hidraulice a cuplajelor intermitente cu fricțiune [52]

Tipul acționării și schema de calcul	Relațiile de calcul
Cu cilindru inelar	Forța necesară pentru arcurile de decuplare: $F_{ad} = [8 \cdot 10^{-9} n^2 (R_c^2 + r_c^2 - 2r_0^2) + \pi \Delta q](R_c^2 - r_c^2)$, daN; $\Delta q = 0{,}5 \ldots 1{,}0$, daN/cm², Se verifică: $\Delta q \geq 8 \cdot 10^{-9} n^2 r_0^2$. Presiunea uleiului: $q = \dfrac{F_c}{\pi (R_c^2 - r_c^2)} + \Delta q$, daN/cm².
Cu plunjere	Forța necesară pentru arcurile de decuplare: $F_{ad} = \left[4 \cdot 10^{-9} n^2 (R_0^2 - r_0^2) + \dfrac{\pi}{4} \Delta q\right] d_1^2 z$, daN; z — numărul de plunjere. Presiunea uleiului: $q = \dfrac{4}{\pi} \dfrac{F_{c1}}{d_1^2} + \Delta q$, daN/cm²; $F_{c1} = \dfrac{F_c}{z}$.
Observație: Dimensiunile se introduc în mm.	

Relațiile pentru calculul și proiectarea cuplajelor unisens, precum și recomandările necesare, sînt indicate în tabelul 60. Numărul rolelor se poate alege conform indicațiilor din tabelul AI-53 [26].

O serie de indicații suplimentare sînt date în exemplele de rezolvare a unora din problemele rezolvate.

Relațiile și recomandările necesare pentru predimensionarea acționării electromagnetice a cuplajelor cu discuri [44, 49]

Schema de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
	Se determină suprafața polilor electromagnetului (vezi relațiile de mai jos)

Se determină suprafața polilor electromagnetului

$$S = \left(\frac{0{,}5}{B}\right)^2 F_c; \quad F_c = \frac{2M_{tc}}{\mu i D_m};$$

se adoptă $B = 1$ [T] și se cunosc diametrele D_4 și D_1, impuse constructiv:

$$D_m = \frac{D_1 + D_4}{2}.$$

Se calculează:

$$D_3 = \sqrt{D_1^2 - \frac{2S}{\pi}}; \quad D_2 = \sqrt{D_1^2 + \frac{2S}{\pi}}.$$

Se determină secțiunea conductorului bobinajului:

$$s_{cu} = 900\,\frac{\delta D_{m1}}{U},$$

unde: δ — întrefierul în cm; U — tensiunea în volți;

$$D_{m1} = \frac{D_2 + D_3}{2}, \text{ în m.}$$

Se determină numărul necesar de spire:

$$n_{sp} = 3{,}56\,\frac{U}{D_{m1}}$$

În funcție de s_{cu} se alege, din STAS 658-68, cea mai apropiată secțiune de conductor $s_{cu\,STAS}$, căreia îi corespunde un diametru de $d_{c\,STAS}$ și respectiv un diametru de conductor izolat $d'_{c\,STAS}$.

Se determină:

$$n_{sp2} = \frac{h}{d'_{c\,STAS}} \text{ și } n_{sp1} = \frac{n_{sp}}{n_{sp2}};$$

$$h = \frac{D_3 - D_2}{2} - (h_1 + h_2);$$

$$a = n_{sp1}\, d'_{c\,STAS} + b_1 + b_2 + b_3.$$

Se recomandă:

$b_1 = 1{,}5$ mm; $b_2 = 2{,}5$ mm; $h_1 = h_2 = 2$ mm;

$b_3 = 1$ mm; $\delta \approx 1$ mm.

Observație: tensiunile uzuale de comandă sînt 24 și 48 volți.

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul și proiectarea cuplajelor de siguranță [12–14, 34, 49, 52]

Tipul cuplajului și schema de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Cu element de rupere	$M_{t\,lim} = (1{,}15\ldots1{,}2)M_{tc}$. Se dimensionează știfturile de forfecare: $n_s d_1^2 = \frac{8}{\pi}\,\frac{M_{t\,lim}}{D_0 \tau_r}$; $\tau_r = \gamma\sigma_r$; $\gamma = 0{,}8\ldots0{,}7$, pentru știfturi netede; $\gamma = 0{,}85$, pentru știfturi cu canal sau crestătură. *Se recomandă:* $D_0 = (2{,}5\ldots3{,}5)d$; $L = (2\ldots3)d$.
Cu fricțiune, cu discuri	$M_{t\,cap} = \frac{\pi}{8}\,\mu i b\,(D_e + D_i)^2\,p_a \approx M_{t\,lim}$, $M_{t\,lim} = (1{,}15\ldots1{,}2)M_{tc}$. Se determină: $i\,D_m^3 = \frac{2}{\pi\psi}\cdot\frac{M_{t\,lim}}{\mu\,p_a}$; $D_m = \frac{D_e + D_i}{2}$; $b = \frac{D_e - D_i}{2}$. Se determină forța la care cuplajul începe să patineze: $F_{arc} = \frac{2\,M_{t\,lim}}{i\,\mu\,D_m}$, cu această forță se dimensionează arcul central sau arcurile periferice ale cuplajului. Se verifică presiunea pe discuri: $p = \frac{F_{arc}}{\pi D_m b} \leqslant p_a$; μ și p_a din tabelul AI-40. *Se recomandă:* $D_m = (2{,}5\ldots4)d$; $\psi = \frac{b}{D_m} = 0{,}15\ldots0{,}35$; $D_e = (3\ldots5)d$; $D_i = (0{,}5\ldots0{,}6)D_e$. Pentru adoptarea orientativă a dimensiunilor constructive: v. tabelele AI-51 și AI-52; pentru adoptarea dimensiunilor discurilor de fricțiune: v. fig. AI-18 și tabelul AI-41. *Numărul maxim de suprafețe de frecare:* $i_{max} \leqslant 6$, pentru funcționare uscată; $i_{max} \leqslant 16$, pentru funcționare cu ungere.

Tabelul 59 (continuare)

Tipul cuplajului și schema de calcul	Relațiile de calcul, Recomandări
Cu fricțiune, conic	$M_{t\,cap} = \frac{\pi}{2}\mu D_m^2 b p_a \approx M_{t\,lim}$. Se determină: $b\,D_m^2 = \frac{2M_{t\,lim}}{\pi \mu p_a}$; $D_m = \frac{D_e + D_i}{2}$. Se determină forța la care cuplajul începe să patineze: $F_{arc} = \frac{2M_{t\,lim}}{D_m}\left(\frac{\sin\alpha}{\mu} + \cos\alpha\right)$; cu această forță se dimensionează arcul (v. capitolul 12). Se verifică presiunea pe suprafețele în contact: $p = \frac{F_{arc}}{\pi D_m b \sin\alpha} \leqslant p_a$; μ și p_a din tabelul AI-40. *Se recomandă*: $\alpha > \varphi$; $\alpha = 20° \ldots 30°$, $\psi = \frac{b}{D_m} = 0{,}2 \ldots 0{,}4$, $M_{t\,lim} = (1{,}15 \ldots 1{,}2)M_{tc}$.
Cu bile și canal trapezoidal	$M_{t\,cap} = \frac{k_a \delta_1 z D_0}{2\,[(1-\mu^2)\mathrm{tg}\alpha - 2\mu]} = M_{tc}$ Se determină forța de precomprimare a unui arc: $F_{arc1} = \frac{2\,M_{tc}}{z\,D_0}[(1-\mu^2)\mathrm{tg}\alpha - 2\mu]$, precum și momentul de torsiune limită $M_{t\,lim} = \frac{k_a(\delta_1 + h)z\,D_0}{2\,[(1-\mu^2)\mathrm{tg}\alpha - 2\mu]} \leqslant$ $\leqslant (1{,}15 \ldots 1{,}2)M_{tc}$. Se verifică rezistența la solicitarea de contact a bilelor: $\sigma_{k\,max} = 9700\sqrt[3]{\frac{F_n}{r_b^2}} \leqslant \sigma_{ak}$, pentru $E = 2{,}1 \cdot 10^6$ daN/cm², unde: $F_n = \frac{F_{1\,arc}}{\lambda\,[(1-\mu^2)\sin\alpha - 2\mu\cos\alpha]}$, $r_b = \frac{d_b}{2}$. *Se recomandă*: $\alpha = 35° \ldots 50°$; $d_b = 10 \ldots 32$ mm; $\frac{D_0}{d} = 1 \ldots 5$; $\lambda = 0{,}8$; $\mu = 0{,}08 \ldots 0{,}12$. Bilele se aleg din cataloagele de rulmenți. $\sigma_{ak} \leqslant 50\,000$ daN/cm², conform datelor industriei de rulmenți.

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul și proiectarea cuplajelor unisens [12–14, 26, 34, 45, 49, 60]

Tipul cuplajului și schema de solicitare	Relațiile de calcul și proiectare. Recomandări	
	Dimensionare	Verificare
Cu role de blocare (a, b)	Pentru schema *a* și *b*: $\dfrac{R_2 z}{\dfrac{1}{r}+\dfrac{1}{R_1}} \geqslant \dfrac{M_{tc}}{l\,\mathrm{tg}\alpha}\left(\dfrac{605}{\sigma_{ac}}\right)^2$; $R_1=\infty$, pentru schema *b*; $\alpha \leqslant 7{,}5°$; $d=2r$; $\sigma_{ac} \leqslant 30\,000$ daN/cm².	$\sigma_{c1} = 605\sqrt{\dfrac{M_{tc}}{R_2 lz\,\mathrm{tg}\alpha}\left(\dfrac{1}{r}+\dfrac{1}{R_1}\right)} \leqslant \sigma_{ac}$; $\sigma_{c2} = 605\sqrt{\dfrac{M_{tc}}{R_2 lz\,\mathrm{tg}\alpha}\left(\dfrac{1}{r}-\dfrac{1}{R_2}\right)} \leqslant \sigma_{ac}$.
	Recomandări constructive: v. tabelul AI-53 $S=(0{,}5\ldots0{,}65)d$, inelul exterior este presat într-o altă piesă; $S=(0{,}8\ldots1{,}2)d$, inelul exterior nu este montat într-o altă piesă.	
	$\dfrac{R_1 z}{\dfrac{1}{r}+\dfrac{1}{R_1}} \geqslant \dfrac{M_{tc}}{l\,\mathrm{tg}\alpha}\left(\dfrac{605}{\sigma_{ac}}\right)^2$; $\alpha \leqslant 7{,}5°$; $\sigma_{ac} \leqslant 30\,000$ daN/cm².	$\sigma_{c1} = 605\sqrt{\dfrac{M_{tc}}{R_1 lz\,\mathrm{tg}\alpha}\left(\dfrac{1}{r}+\dfrac{1}{R_1}\right)} \leqslant \sigma_{ac}$; $\sigma_{c2} = 605\sqrt{\dfrac{M_{tc}}{R_1 lz\,\mathrm{tg}\alpha}\left(\dfrac{1}{r}-\dfrac{1}{R_2}\right)} \leqslant \sigma_{ac}$.
Cu corpuri de blocare	$\dfrac{R_1 z}{\dfrac{1}{r_1}+\dfrac{1}{R_1}} \geqslant \dfrac{M_{tc}}{l\,\mathrm{tg}\alpha_1}\left(\dfrac{605}{\sigma_{ac}}\right)^2$; $\alpha_1 \leqslant 7{,}5°$; $\sin\alpha_2 = \dfrac{R_1}{R_2}\sin\alpha_1$; $\sigma_{ac} \leqslant 30\,000$ daN/cm².	$\sigma_{c1} = 605\sqrt{\dfrac{M_{tc}}{R_1 lz\,\mathrm{tg}\alpha_1}\left(\dfrac{1}{r_1}+\dfrac{1}{R_1}\right)} \leqslant \sigma_{ac}$; $\sigma_{c2} = 605\sqrt{\dfrac{M_{tc}}{R_2 lz\,\mathrm{tg}\alpha_2}\left(\dfrac{1}{r_2}-\dfrac{1}{R_2}\right)} \leqslant \sigma_{ac}$.
	Forța necesară a arcului: $F_{arc} = 5{,}5\cdot10^{-3} n_{2lim}^2\, D_G m\, \dfrac{b}{a}$; n_{2lim}, în rot/min — turația limită la care are loc desprinderea corpului de inelul exterior; m, în daN · s²/cm — masa corpului de blocare	$n_{2lim} = \dfrac{30}{\pi}\sqrt{\dfrac{F_{arc}\,a}{m\,b\,r_G}}$. *Se recomandă*: $j=0{,}2\ldots0{,}3$ mm.
	Observații: 1. În relații $E=2{,}1\cdot10^6$ daN/cm²; 2. Pentru adoptarea orientativă a dimensiunilor constructive, v. tabelele AI-54...AI-56. Se recomandă: $B \approx l/0{,}3$ [60]	

264 Să se dimensioneze un cuplaj cu manșon monobloc — cu știfturi (fig. 164) — capabil să transmită un moment nominal $M_{tn} = 5000$ daN · cm. Cuplajul realizează legătura dintre un motor electric și transmisia unui transportor cu lanț. Diametrul arborelui în dreptul cuplajului $d = 40$ mm.

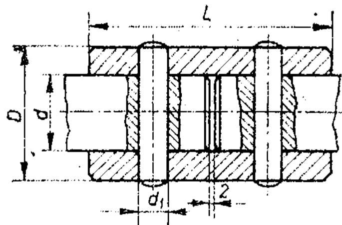


Fig. 164

Rezolvare :

Momentul de calcul :

$$M_{tc} = K_s\, M_{tn} = 1{,}8 \cdot 5000 = 9000 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

adoptîndu-se $K_s = 1{,}8$ (tabelul AI-27).

Elementele constructive se adoptă conform recomandărilor din tabelul 51 :

$D \approx 1{,}8\, d = 72$ mm, se adoptă $D = 70$ mm ;

$L = (3{,}5 \ldots 4)\ d = 140 \ldots 160$ mm, se adoptă $L = 150$ mm.

Se dimensionează știfturile :

$$d_1 \geqslant \sqrt{\frac{4}{\pi}\,\frac{M_{tc}}{d\tau_{af}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9000}{3{,}14 \cdot 4 \cdot 2100}} = 1{,}168 \text{ cm} ;$$

s-a ales ca material oțelul 40 C 10, STAS 791-66 cu $\sigma_{02} = 7000$ daN/cm², obținîndu-se $\tau_{af} = 1400 \ldots 2100$ daN/cm² (v. tabelul 51). Din STAS 1599-68 se alege știftul cilindric A 12 × 70.

Se verifică știfturile la strivire, conform tabelului 15.

265 Spațiul de montaj al unui cuplaj cu manșon monobloc este limitat de $L_{nec} = 45$ mm. Să se stabilească care din construcțiile prezentate în tabelul 51 este cea mai indicată, știind că momentul nominal este $M_{tn} = 800$ daN·cm, iar diametrele capetelor de arbori sînt egale cu $d = 30$ mm. Cuplajul leagă arborii transmisiei unui ventilator.

Rezolvare :

Momentul de calcul :

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 1{,}4 \cdot 800 = 1120 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde : $K_s = 1{,}4$, din tabelul AI-27.

a) *Cuplajul cu manșon monobloc și știfturi*

Se calculează :

$$d_1 \geqslant \sqrt{\frac{4}{\pi}\,\frac{M_{tc}}{d\tau_{af}}} = \sqrt{\frac{4}{\pi}\,\frac{1120}{3 \cdot 840}} = 0{,}75 \text{ cm},$$

alegîndu-se ca material pentru știfturi OL 50, cu $\sigma_{02} = 2800$ daN/cm² ; $\tau_{af} = 0{,}3\ \sigma_{02} = 840$ daN/cm². Se adoptă știftul A 8 × 55, STAS 1599-68.

Lungimea necesară a cuplajului (v. tabelul 51):

$$L_1 = 2d_1 + 2 + 40 = 16 + 2 + 40 = 58 \text{ mm},$$

lungimea de 40 mm fiind adoptată constructiv.

b) *Cuplajul cu manşon monobloc şi pene paralele*

Pentru $d = 30$ mm, din STAS 1004-71 se alege pana A 8 × 7; se determină lungimea necesară a penei;

$$l_c = \frac{4M_{tc}}{dh\sigma_{as}} = \frac{4 \cdot 1120}{3 \cdot 0{,}35 \cdot 1200} = 3{,}555 \text{ cm},$$

adoptîndu-se, din STAS, $l_{STAS} = 45$ mm; $\sigma_{as} = 1200$ daN/cm², v. tabelul 14.

Rezultă lungimea cuplajului:

$$L_2 = 2l_c + 2 + 20 = 90 + 2 + 20 = 112 \text{ mm}^{*}).$$

c) *Cuplajul cu manşon monobloc şi caneluri*

Se adoptă — în funcţie de d — din STAS 2670-66, canelurile dreptunghiulare 4 × 32 × 38, determinîndu-se

$$l_{canel} = \frac{M_{tc}}{r_m s' \sigma_{as}} = \frac{1120}{1{,}75 \cdot 0{,}66 \cdot 800} = 1{,}21 \text{ cm},$$

unde:

$$r_m = (D + d)/4 = (38 + 32)/4 = 17{,}5 \text{ mm};$$

$$s' = 0{,}75z\left(\frac{D - d}{2} - 2g\right) = 0{,}75 \cdot 4\left(\frac{38 - 32}{2} - 0{,}8\right) =$$

$= 6{,}6$ mm²/mm $= 0{,}66$ cm²/cm; $\sigma_{as} = 800$ daN/cm² (v. tabelul AII-10).

Se adoptă $l_{canel} = 15$ mm.

Lungimea cuplajului:

$$L_3 = 2l_{canel} + 2 = 2 \cdot 15 + 2 = 32 \text{ mm}.$$

Prin compararea celor trei lungimi obţinute L_1, L_2 şi L_3 cu L_{nec} se deduce că cel mai indicat ar fi cuplajul cu manşon monobloc şi caneluri.

266 Un cuplaj — manşon (fig. 165) trebuie să transmită un moment nominal $M_{tn} = 18$ daN·m. Să se dimensioneze cuplajul ştiind că se foloseşte în transmisia de putere a unui transportor cu bandă.

---

*) Se mai adaugă o lungime — în cazul de faţă 20 mm — deoarece pana nu se montează chiar la capătul arborelui.

Rezolvare :

Din STAS 870-73 se alege — pentru $M_{tn} = 18$ daN·m — un cuplaj CMO 6-38 care se montează pe arbori cu $d = 38$ mm. Alegerea corectă a cuplajului se verifică cu relația :

$$K_s \geqslant \frac{M_{tcap}}{M_{tn}},$$

în care $M_{tcap} = 20$ daN·m, conform STAS 870-73.

Coeficientul de siguranță este $K_s = 1,5\ldots2$ (v. tabelul AI-27).

Fig. 165

Rezultă :

$$\frac{M_{t\,cap}}{M_{tn}} = \frac{20}{18} = 1,11 < K_S,$$

nefiind satisfăcută condiția de rezistență. În acest caz, se alege cuplajul CMO 8-45, STAS 870-73, cu $M_{t\,cap} = 46,20$ daN·m :

$$\frac{M_{t\,cap}}{M_{tn}} = \frac{46,20}{18} = 2,57 > K_S,$$

care îndeplinește condiția impusă.

267 Șuruburile M16 ale unui cuplaj cu flanșe (fig. 166) — montate cu joc — sînt strînse cu o cheie dinamometrică limitativă, cu un moment maxim de strîngere $M_{st} = 100$ daN·cm. Să se determine momentul capabil a fi transmis de cuplaj, știind că strîngerea este realizată de patru șuruburi, dispuse pe un diametru $D_0 = 80$ mm. Coeficientul de frecare dintre semicuplaje este $\mu_1 = 0,25$, iar coeficientul de frecare dintre spirele piuliței și ale șurubului $\mu_2 = 0,12$.

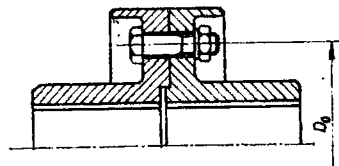


Fig. 166

Rezolvare :

Considerînd că momentul de strîngere se echivalează cu momentul de frecare dintre spire, se scrie relația :

$$M_{st} = M_{t1} = F_{01}\frac{d_2}{2}\operatorname{tg}(\beta_m + \varphi').$$

Din STAS 510-74, pentru filetul M16 rezultă: $d_1 = 13{,}835$ mm, $d_2 = 14{,}701$ mm, $p = 2$ mm, $\alpha = 60°$. Se determină

$$\beta_m = \text{arc tg}\,\frac{p}{\pi d_2} = \text{arc tg}\,\frac{2}{3{,}14\cdot 14{,}701} = \text{arc tg}\,0{,}0432 \approx 2°30',$$

iar pentru $\mu_2 = 0{,}12$,

$$\varphi' = \text{arc tg}\,\frac{\mu_2}{\cos\frac{\alpha_0}{2}} = \text{arc tg}\,\frac{0{,}12}{\cos 30°} = \text{arc tg}\,0{,}139 = 7°50'30''.$$

Se calculează — din relația momentului de strîngere — forța de prestrîngere pe un șurub:

$$F_{01} = \frac{2M_{st}}{d_2 \text{tg}(\beta_m + \varphi')} = \frac{2\cdot 100}{1{,}47\cdot \text{tg}\,10°20'30''} \approx 742 \text{ daN}.$$

Se verifică șuruburile la solicitarea de tracțiune:

$$\sigma_t = \frac{4F_{01}}{\pi d_1^2} = \frac{4\cdot 742}{3{,}14(1{,}38)^2} = 496 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at} = 900 \text{ daN/cm}^2,$$

pentru OLC 35, STAS 880-66.

Momentul de torsiune pe care-l transmite cuplajul în aceste condiții este:

$$M_{tc} = \mu_1 F_{01} n_s \frac{D_0}{2} = 0{,}25\cdot 742\cdot 4\,\frac{8}{2} = 2968 \text{ daN}\cdot\text{cm},$$

iar momentul nominal

$$M_{tn} = \frac{M_{tc}}{\beta} = \frac{2968}{1{,}3} = 2280 \text{ daN}\cdot\text{cm},$$

unde: $n_s = 4$ șuruburi; $\beta = 1{,}3$ — coeficientul de siguranță la alunecarea reciprocă a semicuplajelor.

268 În transmisia unei mașini de rectificat plan este montat un cuplaj transversal, de tip *Oldham* (fig. 167), cu element intermediar prismatic, din textolit. Știind că motorul electric — de tip ASI 132 M 38-8 — are o putere de $P_n = 3$ kW, la o turație $n = 710$ rot/min, se cere să se dimensioneze cuplajul. Se mai cunosc: excentricitatea maximă a arborilor $e = 5$ mm; transmisia de la motor la cuplaj are raportul $i = 5{,}2$.

Rezolvare :

Momentul de torsiune nominal, la arborele cuplajului, este

$$M_{tn} = 95500 \frac{P_n}{n} i = 95500 \frac{3}{710} 5,2 = 2100 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar momentul de torsiune de calcul

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 2,2 \cdot 2100 = 4620 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde : $K_s = 2,2$ (v. tabelul AI-27).

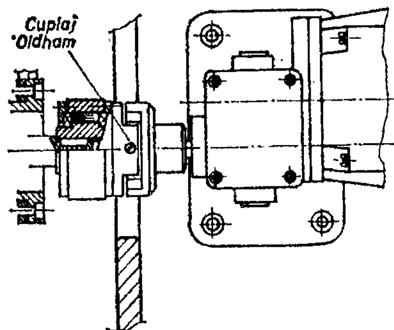


Fig. 167

Din tabelul AI-33 — în funcție de M_{tc} — se adoptă un cuplaj *Oldham*, cu : $M_{tc} = 50$ daN · m, $d = 50$ mm, $D = 180$ mm, $L = 224$ mm, $b = 100$ mm, $h = 40$ mm.

Se efectuează verificarea la solicitarea de strivire (v. tabelul 52) :

$$\sigma_s = \frac{12 M_{tc}}{h(2b - e)(b - 2e)} = \frac{12 \cdot 4620}{4(2 \cdot 10 - 0,5)(10 - 2 \cdot 0,5)} = 79 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as},$$

unde : $\sigma_{as} = (80 \ldots 100)$ daN/cm², conform tabelului 52.

269 Un cuplaj *Oldham* cu element intermediar cilindric, din oțel călit, trebuie să transmită un moment de torsiune nominal $M_{tn} = 4000$ daN·cm la o turație $n = 750$ rot/min. Cunoscînd coeficientul de siguranță $K_s = 1,8$ și excentricitatea maximă $e = 5$ mm, să se dimensioneze și să se verifice cuplajul.

Rezolvare :

Momentul de torsiune, de calcul, este

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 1,8 \cdot 4\,000 = 7\,200 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

diametrul arborelui determinîndu-se din condiția de rezistență la torsiune (cu $\tau_{at} = 150$ daN/cm²) :

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{tn}}{0,2 \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{4\,000}{0,2 \cdot 150}} = 5,11 \text{ cm};$$

se adoptă $d = 55$ mm.

Dimensiunile principale ale cuplajului se determină conform indicațiilor din tabelul 52 :

$D = (2,5 \ldots 3)\, d = 3 \cdot 55 = 165$ mm ; $L = (3,5 \ldots 4)\, d = 3,5 \cdot 55 \approx 192$ mm ; $l_1 = (0,3 \ldots 0,45)d = 0,4 \cdot 55 = 22$ mm ; $j = 1 \ldots 2,5$ mm ; se adoptă $j = 2$mm ; $h = l_1 - j = 22 - 2 = 20$ mm.

Deoarece turaţia cuplajului este mare, efortul unitar efectiv de strivire se determină cu relaţia (v. tabelul 52) :

$$\sigma_s = \frac{12\,M_{tc}}{h(2D+d)(D-d)} + \frac{2G\omega_1^2 e}{gh(D-d)} = \frac{12\cdot 7200}{2(2\cdot 16{,}5+5{,}5)(16{,}5-5{,}5)} +$$

$$+\frac{2\cdot 3{,}2\cdot 78{,}5^2\cdot 0{,}005}{9{,}81\cdot 2\cdot(16{,}5-5{,}5)} = 103\ \text{daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 150\ \text{daN/cm}^2,$$

unde :

$$\omega_1 = \frac{\pi n}{30} = \frac{3{,}14\cdot 750}{30} = 78{,}5\ \text{rad/s}\ ;\ G = 0{,}981 V\rho \approx 0{,}981\,\frac{\pi(D^2-d^2)}{4}\,l_1\rho =$$

$$= 0{,}981\,\frac{3{,}14(16{,}5^2-5{,}5^2)}{4}\cdot 2{,}2\cdot 0{,}0078 = 3{,}2\ \text{daN},$$

pentru $\rho = 7{,}8$ kg/dm³.

270 Un cuplaj elastic cu arc şerpuit, de tip *Bibby* (fig. 168), constituie legătura dintre un generator electric şi un motor diesel de acţionare. Ştiind că motorul diesel, cu 4 cilindri, dezvoltă o putere de $P_n = 37{,}7$ kW, la turaţia $n = 1200$ rot/min, se cere să se dimensioneze cuplajul care are o durată zilnică de funcţionare de 8 ore, frecvenţa cuplărilor fiind >160/oră.

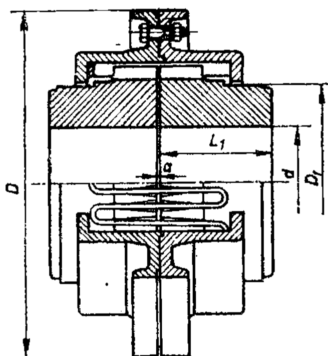


Fig. 168

Rezolvare :

Momentul de torsiune la arborele cuplajului

$$M_{tn} = 95500\,\frac{P_n}{n} = 95500\,\frac{37{,}7}{1200} = 3000\ \text{daN}\cdot\text{cm},$$

iar momentul de torsiune de calcul

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 2{,}4\cdot 3000 = 7200\ \text{daN}\cdot\text{cm},$$

unde : $K_s = K_1K_2K_3 = 1,2.1,2 = 2{,}4$ (v. tabelul AI-28, AI-29 şi AI-30).

Din tabelul AI-34, în funcţie de M_{tc}, se adoptă un cuplaj *Bibby*, tip a, mărimea 158, cu : $M_{tc} = 8600$ daN · cm, $D = 254$ mm, $D_1 = 143$ mm, $j = 1$ mm, $L_1 = 70$ mm, $d = 92$ mm. Conform recomandărilor din tabelul 53 se adoptă : $D_0 = (0{,}7\ldots 0{,}8)\,D = 0{,}7\cdot 254 \approx 170$ mm.

Din relaţia $\frac{zD_0}{L-a} \geqslant \frac{6}{bh^2} \frac{M_{tc}}{\sigma_{at}}$ (v. tabelul 53) se obţine

$$W_{nec} = \frac{M_{tc}(L-a)}{D_0 \sigma_{at}} = z \frac{bh^2}{6} = \frac{7200\,(4{,}0-1)}{17 \cdot 3600} = 0{,}504 \text{ cm}^3,$$

unde : $\sigma_{at} = \sigma_{02}/c = 108/3 = 36$ daN/mm², pentru 51 VCr 11A, STAS 795-77, cu $\sigma_{02} = 108$ daN/mm²; se adoptă constructiv (v. tabelul 53) $L \approx 2{,}5t = 2{,}5 \cdot 16 = 40$ mm ; $t = \frac{\pi D_0}{z} = \frac{3{,}14 \cdot 170}{50} = 16$ mm, alegînd preliminar $z = 50$ (v. tabelul 53).

Se alege, din STAS 7655-75, o bandă de oţel cu $h = 2{,}5$ mm şi $b = 12$ mm obţinîndu-se

$$W_z = \frac{bh^2}{6} = \frac{1{,}2 \cdot 0{,}25^2}{6} = 0{,}008 \text{ cm}^3,$$

de unde

$$z = \frac{W_{nec}}{W_z} = \frac{0{,}504}{0{,}008} = 63 \text{ dinţi};$$

se adoptă $z = 65$ dinţi.

271 În transmisia principală a unui pod rulant este inclus un cuplaj elastic, cu arcuri multilamelare, de tip radial (fig. 169), mărimea 40 (v. tabelul AI-35). Să se efectueze calculul de verificare al cuplajului,

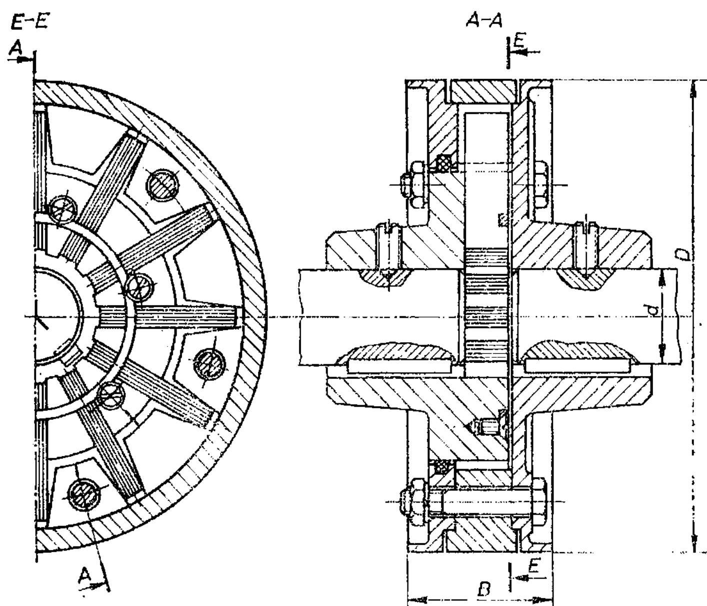


Fig. 169

determinîndu-se unghiul maxim de răsucire al semicuplajelor și punctul de inflexiune φ_1 al caracteristicii elastice a cuplajului. Se cunosc: puterea motorului $P_n = 3$ kW (tip ASI 132 S 38-6); turația $n = 955$ rot/min; raportul de transmitere al transmisiei pînă la cuplaj $i = 3{,}2$; podul rulant funcționează 16 ore pe zi, frecvența cuplărilor fiind de peste 160 pe oră.

Rezolvare:

Din tabelul AI-35 rezultă: $M_{tc} = 3\,000$ daN·cm; $D = 160$ mm; $d = 40$ mm; $L_1 = 25$ mm. Constructiv, conform recomandărilor din tabelul 53, se adoptă: $b = 20$ mm, $h = 1{,}5$ mm; $z = 6$; $n = 4$; $R = 40$ mm; $l = 30$ mm; $l_1 = 5$ mm; $\alpha = 2°$.

Se determină:

$$M_{tc} = 95500 \frac{P_n}{n} K_s i = 95500 \frac{3}{955} 2{,}95 \cdot 3{,}2 = 2840 \text{ daN·cm},$$

unde: $K_s = K_1 K_2 K_3 = 1{,}7 \cdot 1{,}12 \cdot 1{,}55 = 2{,}95$ (v. tabelele AI-28, AI-29 și AI-30).

Se calculează efortul unitar de încovoiere din elementul elastic (v. tabelul 53):

$$\sigma_i = 6 \frac{M_{tc}\, l_1}{nz\,(R + l_1)bh^2} = \frac{6 \cdot 2840 \cdot 0{,}5}{6 \cdot 4(4 + 0{,}5)2 \cdot 0{,}15^2} = 1755 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai},$$

unde: $\sigma_{ai} = (0{,}5 \ldots 0{,}7)\ \sigma_{02} = 0{,}5 \cdot 108 = 54$ daN/mm^2 (v. tabelul 53), pentru elementul elastic confecționat din 51VCr11A, STAS 795-77, cu $\sigma_{02} = 108$ daN/mm^2.

Unghiul maxim de răsucire al cuplajului

$$\varphi_{max} = \alpha \frac{3l - l_1}{3R + l_1} = 0{,}035 \frac{3 \cdot 3 - 0{,}5}{3 \cdot 4 + 0{,}5} = 0{,}0238 \text{ rad} = 1°22'.$$

Se determină, conform tabelului 53, punctul de inflexiune al caracteristicii elastice

$$\varphi_1 = \frac{2}{3} \frac{l}{R + l} \operatorname{tg}\alpha = \frac{2}{3} \cdot \frac{3}{4 + 3} 0{,}03492 = 0{,}0099 \text{ rad} \doteq 34'.$$

Calculînd succesiv cîteva puncte, cu relația $\varphi_x = \frac{2}{3} \frac{x}{R + x} \operatorname{tg}\alpha$, se poate trasa caracteristica cuplajului.

272 Un motor cu ardere internă — cu o putere $P_n = 6,1$ kW la $n = 2500$ rot/min — monocilindric, antrenează un compresor prin intermediul unui cuplaj cu arcuri elicoidale, de tip *Cardeflex* (fig. 170), compresorul funcționînd 8 ore pe zi. Să se aleagă cuplajul corespunzător (frecvența cuplărilor > 160/oră).

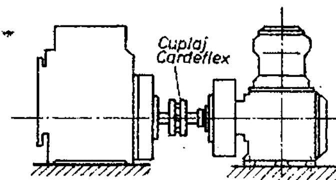


Fig. 170

Rezolvare :

Se determină coeficientul de siguranță :

$$K_s = K_1K_2K_3 = 2,4 \cdot 1,0 \cdot 1,55 = 3,72,$$

unde : $K_1 = 2,4$ (tabelul AI-28) ; $K_2 = 1,0$ (tabelul AI-29) ; $K_3 = 1,55$ (tabelul AI-30).

Momentul de torsiune de calcul :

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 3,72 \cdot 95500 \frac{6,1}{2500} = 869,6 \ \text{daN} \cdot \text{cm} ;$$

în funcție de valoarea obținută M_{tc} se alege — din tabelul AI-36 — cuplajul *Cardeflex* D 125/A.

273 Legătura dintre un motor electric, cu $P_n = 10$ kW la $n = 1250$ rot/min, și un ventilator se realizează printr-un cuplaj cu arcuri elicoidale (tip *Cardeflex*, fig. 171, *a*). Să se aleagă și să se verifice elementele

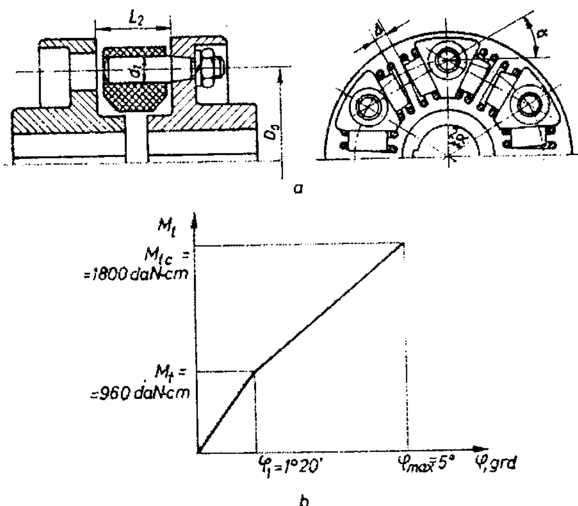


Fig. 171

principale ale cuplajului, știind că ventilatorul funcționează 16 ore pe zi, avînd o frecvență de cuplare > 160/oră ; rigiditatea k_a a unui arc este 230 daN/cm. Să se reprezinte caracteristica elastică a cuplajului.

Rezolvare :

Se calculează momentul de torsiune de calcul :

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 2{,}24 \cdot 95500 \frac{10}{1250} = 1712 \text{ daN}\cdot\text{cm}$$

unde :
$K_s = K_1 K_2 K_3 = 1 . 1{,}12 \cdot 2 = 2{,}24$ (v. tabelele AI-28, AI-29 și AI-30).

În funcție de M_{tc} se alege — din tabelul AI-36 — cuplajul *Cardeflex* D, mărimea 160/A cu : $D = 160$ mm ; $D_1 = 70$ mm ; L = 116 mm ; $d = 40$ mm ; $L_2 = 46$ mm.

Se calculează

$$D_0 = \frac{D + D_1}{2} = \frac{160 + 70}{2} = 115 \text{ mm} ; \ \alpha = \frac{360}{4z} =$$

$$= \frac{360}{4 \cdot 3} = 30° ; \ \Delta = \varphi \frac{D_0}{2} = 0{,}0873 \ \frac{115}{2} = 5 \ \text{ mm},$$

unde : $\varphi = \pm 5°$, conform tabelului 53.

Din relația de alegere a precomprimării arcului (v. tabelul 53) se obține :

$$\delta_0 = \frac{\Delta M_{tn}}{2M_{tc} - M_{tn}} = \frac{0{,}5 \cdot 780}{2 \cdot 1800 - 780} = 0{,}138 \text{ cm},$$

adoptîndu-se $\delta_0 = 0{,}14$ cm.

Se calculează

$$M_{t\,lim} = (1{,}05\ldots1{,}1) \frac{1}{2} z \ D_0 k_a(\delta_0 + \Delta) \cos \alpha = 1{,}1 \cdot \frac{1}{2} 3 \cdot 11{,}5 \cdot 230 \cdot$$

$$\cdot 0{,}64 \cdot 0{,}866 = 2430 \text{ daN}\cdot\text{cm},$$

dimensionîndu-se bolțurile la încovoiere (v. tabelul 53)

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \ M_{t\,lim} \, l_2}{\pi z D_0 \ \sigma_{ai}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2430 \cdot 4{,}6}{3{,}14 \cdot 3 \cdot 11{,}5 \cdot 1800}} = 1{,}23 \text{ cm},$$

unde : $\sigma_{ai} = 0{,}5 \ \sigma_{02} = 0{,}5 \cdot 3600 = 1800$ daN/cm², pentru bolțurile executate din OLC 45, cu $\sigma_{02} = 3600$ daN/cm² ; se adoptă $d_1 = 14$ mm.

Se verifică bolțurile la forfecare

$$\tau_f = \frac{8M_{t\,lim}}{\pi d_1^2 z D_0} = \frac{8 \cdot 2430}{3{,}14 \cdot 1{,}4^2 \cdot 3 \cdot 11{,}5} = 92{,}2 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = 720 \text{ daN/cm}^2,$$

unde: $\tau_{af} = 0{,}2\ \sigma_{02} = 0{,}2 \cdot 3600 = 720$ daN/cm² (v. tabelul 53).

Pentru trasarea caracteristicii elastice a cuplajului se calculează

$$\varphi_1 = \frac{2\delta_0}{D_0} = \frac{2 \cdot 1{,}4}{115} = 0{,}0243\ ;\ \varphi_1 = 1°20'\ ;$$

$$M_{t1} = zk_a D_0 \delta_0 \cos\alpha = 3 \cdot 230 \cdot 11{,}5 \cdot 0{,}14 \cdot 0{,}866 = 960 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Cel de al doilea punct al caracteristicii are coordonatele:

$$\varphi_{max} = 5°,\ \text{la}\ M_{tc} = 1800 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

cu aceste date trasîndu-se caracteristica elastică a cuplajului (v. fig. 171, *b*).

274 Un cuplaj elastic cu bolţuri (fig. 172), CEB 6N-C,60/C,60-OT60-3, STAS 5982-78, trebuie să transmită un moment nominal $M_{tn}=3000$ daN·cm. Ştiind că transmisia — în care este montat — acţionează o maşină de rabotat, să se stabilească coeficientul de siguranţă şi să se verifice elementele cuplajului. Maşina, acţionată de un motor electric, funcţionează două schimburi zilnic, numărul cuplărilor pe oră fiind mai mare de 160.

Rezolvare:

Se determină momentul de torsiune de calcul

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 2{,}95 \cdot 3000 = 8850 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde: $K_s = K_1 K_2 K_3 = 1{,}7 \cdot 1{,}12 \cdot 1{,}55 = 2{,}95$, conform tabelelor AI-28, AI-29 şi AI-30.

Se verifică, la solicitarea de strivire, manşonul de cauciuc (v. tabelul 54):

$$\sigma_s = \frac{2M_{tc}}{D_1 n_s d_3 l_6} = \frac{2 \cdot 8850}{14 \cdot 12 \cdot 1{,}6 \cdot 3} = 21{,}9 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as},$$

valorile componentelor relaţiei fiind extrase din STAS 5982-78: $D_1 = 140$ mm; $n_s = 12$; $d_3 = 2 \cdot d_4 = 16$ mm; $l_6 = l_2 - l_3 = 94 - 64 = 30$ mm (v. tabelul AI-37); $\sigma_{as} = 50\ldots70$ daN/cm² (v. tabelul 54).

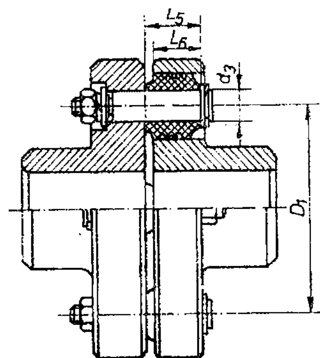


Fig. 172

Bolţurile se verifică la încovoiere

$$\sigma_i = \frac{10\ M_{tc}(l_6 + j)}{D_1\, n_s\, d_3^3} = \frac{10 \cdot 8850 \cdot (3 + 0{,}4)}{14 \cdot 12 \cdot 1{,}6^3} = 439 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai},$$

unde: $\sigma_{ai} = 0{,}25 \cdot 3600 = 900$ daN/cm² (v. tabelul 54), pentru OLC 45.

275 Motorul și reductorul pentru acționarea unui pod rulant sînt unite — printr-un cuplaj *PERIFLEX* — cu un disc de frînă (fig. 173). Motorul are $P_n = 15$ kW, la $n = 750$ rot/min. Cuplajul s-a ales la un moment maxim de 7000 daN·cm. Să se determine: momentul nominal M_{tn}; coeficientul de siguranță; momentul de calcul M_{tc}. Să se stabilească dacă cuplajul este bine ales.

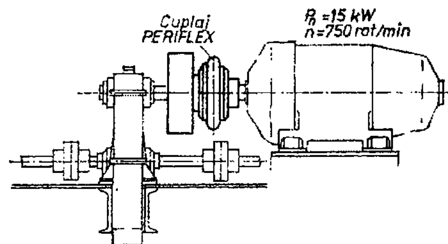


Fig. 173

Rezolvare :

Momentul de torsiune nominal:

$$M_{tn} = 95500 \frac{P_n}{n} = 95500 \frac{15}{750} = 1910 \text{ daN·cm},$$

iar coeficientul de siguranță

$$K_s = K_1 K_2 K_3 = 1{,}7 \cdot 1{,}25 \cdot 1{,}55 = 3{,}29,$$

unde: $K_1 = 1{,}7$ (tabelul AI-28); $K_2 = 1{,}25$ (tabelul AI-29), considerînd că podul rulant funcționează trei schimburi; $K_3 = 1{,}55$ (tabelul AI-30), frecvența cuplărilor pe oră fiind mai mare de 160.

Se obține momentul de torsiune de calcul

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 3{,}29 \cdot 1910 = 6290 \text{ daN·cm}$$

Comparînd cele două momente — $M_{t\,max} = 7000$ daN·cm și $M_{tc} = 6290$ daN·cm — se observă că s-a ales un cuplaj corespunzător ($M_{t\,max} > M_{tc}$).

276 Grosimea bandajului de cauciuc al unui cuplaj *PERIFLEX* — mărimea 06-1 (v. tabelul AI-39) — este $h_{min} = 10$ mm. Să se determine puterea motorului care antrenează transmisia — la o turație $n = 2250$ rot/min — cunoscînd coeficientul de siguranță $K_s = 2{,}2$.

Rezolvare :

Conform tabelului 54 se calculează:

$$M_{t\,cap} = \frac{\pi}{2} D_1^2 h_{min} \tau_{af} = \frac{3{,}14}{2} \cdot 10^2 \cdot 1 \cdot 2 = 314 \text{ daN·cm};$$

s-a ales $D_1 = 100$ mm, folosind datele constructive din tabelul AI-39, și s-a adoptat $\tau_{af} = 2$ daN/cm².

Momentul nominal al motorului:

$$M_{tn} = \frac{M_{t\,cap}}{K_s} = \frac{314}{2{,}2} = 142{,}72 \text{ daN·cm},$$

iar puterea motorului la $n = 2250$ rot/min

$$P = \frac{M_{tn} n}{95500} = \frac{142{,}72 \cdot 2250}{95500} = 3{,}36 \text{ kW}.$$

În concluzie, puterea motorului trebuie să fie 3,36 kW, la $n = 2250$ rot/min.

277 Să se stabilească dimensiunile principale ale unui cuplaj multidisc (fig. 174) — din cutia de viteze a unei mașini-unelte — care funcționează 8 ore pe zi, știind că arborii, pe care sînt montate cele două semicuplaje, au diametrele $d_1 = d_2 = 30$ mm și transmit $M_{tn} = 800$ daN·cm. Cuplajul multidisc — acționat de la un motor electric — are discurile din oțel, funcționînd în ulei. Să se dimensioneze pîrghiile de cuplare. Frecvența cuplărilor > 160/oră.

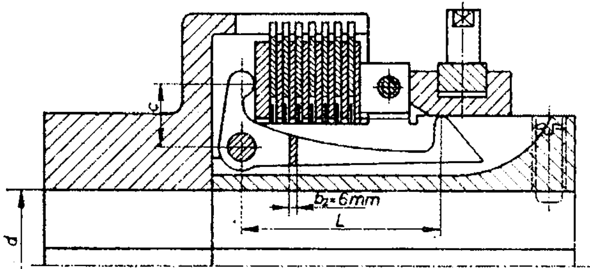


Fig. 174

Rezolvare :

Din tabelul 55 se calculează $D_m = (2{,}5 \ldots 4)$ d, adoptîndu-se $D_m = 100$ mm.

Se determină momentul de torsiune de calcul

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 2{,}52 \cdot 800 = 2016 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde : $K_s = K_1 K_2 K_3 = 1{,}4 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}8 = 2{,}52$ (v. tabelele AI-28, AI-29 și AI-30).

Se calculează numărul suprafețelor de frecare (v. tabelul 55) :

$$i = \frac{2}{\pi} \frac{M_{tc}}{\psi D_m^3 \mu p_a} = \frac{2}{3{,}14} \cdot \frac{2016}{0{,}2 \cdot 10^3 \cdot 0{,}06 \cdot 7} = 15{,}3,$$

unde : $\mu = 0{,}06$ și $p_a = 7$ daN/cm², pentru discuri din oțel și funcționare în ulei (v. tabelul AI-40) ; se adoptă $\psi = 0{,}2$. Se stabilește $i = 16$, obținîndu-se numărul necesar de discuri :

$$z_2 = \frac{i}{2} = \frac{16}{2} = 8 \text{ discuri conduse}; \quad z_1 = z_2 + 1 = 9 \text{ discuri conducătoare}.$$

Conform tabelului 55 se obțin dimensiunile principale ale cuplajului :

$$D_e = D_m(1 + \psi) = 100(1 + 0{,}2) = 120 \text{ mm};$$
$$D_i = D_m(1 - \psi) = 100(1 - 0{,}2) = 80 \text{ mm};$$
$$b = \psi D_m = 0{,}2 \cdot 100 = 20 \text{ mm}.$$

Observație. Se respectă și condiția $D_i/D_e = 0,5 \ldots 0,7$.

Din tabelul AI-41, în funcție de dimensiunile discurilor adoptate, rezultă $b_1 = 2$ mm.

Se determină forța care acționează asupra pîrghiilor de cuplare (v. tabelul 56):

$$F_p = \frac{F_{c1}}{i_p} = \frac{175}{2,5} = 70 \text{ daN},$$

unde: $F_{c1} = \frac{F_c}{z} = \frac{2M_{tc}}{zi\mu D_m} = \frac{2 \cdot 2016}{3 \cdot 16 \cdot 0,06 \cdot 10} = 175$ daN; $z = 3$ pîrghii; $i_p = L/c = 5/2 = 2,5$.

Se determină grosimea pîrghiei de cuplare (v. tabelul 56):

$$h = \sqrt{\frac{6F_pl}{b_2\sigma_{ai}}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 70 \cdot 5}{0,6 \cdot 1800}} = 1,39 \text{ cm},$$

unde: $\sigma_{ai} = 0,5\ \sigma_{02} = 0,5 \cdot 3600 = 1800$, pentru OLC 45, cu $\sigma_{02} = 3600$ daN/cm^2; $b_2 = 6$ mm (v. fig. 174) $l = L = 5$ cm; se adoptă constructiv $h = 14$ mm.

278 Cuplajul multidisc, dublu sens, cu acționare mecanică prin pîrghii — montat în cutia de viteze a unui strung (fig. 175) — este de tip *Stromag* LDC, mărimea 10·10 (v. tabelul AI-45). Să se stabilească forța necesară de acționare a pîrghiilor și să se verifice rezistența acestora.

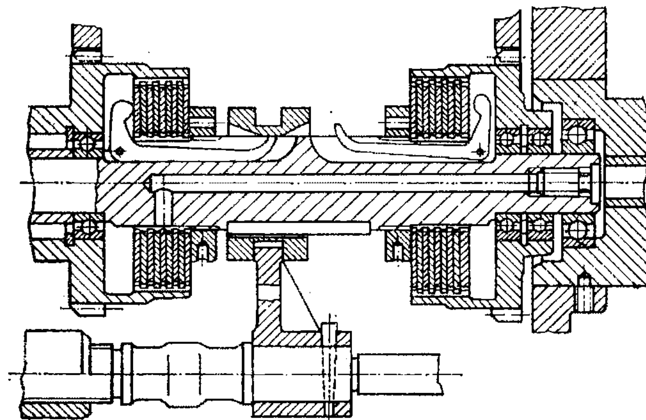


Fig. 175

Rezolvare:

Din tabelul AI-45 pentru cuplajul LDC, 10·10 rezultă: $M_{tc} = 8$ daN·m, $D = 92$ mm, $d_1 = 55$ mm, $D_1 = 75$ mm, $d = 28$ mm, $l_4 = 88$ mm.

Conform tabelului AI-41 se obţin următoarele dimensiuni pentru discurile cuplajului:

— discuri conducătoare: $D_e = 82$ mm, $D_i = 66$ mm, $b_1 = 1{,}45$ mm;

— discuri conduse: $D_e = 82$ mm, $D_i = 57{,}3$ mm, $b_1 = 1{,}45$ mm.

Se determină numărul necesar al suprafeţelor de frecare

$$i = \frac{2\,M_{tc}}{\pi\psi\,D_m^3\,\mu p_a} = \frac{2\cdot 800}{3{,}14\cdot 0{,}1081\cdot 7{,}4^3\cdot 0{,}08\cdot 16} = 9{,}08,$$

unde: $\psi = b/D_m = 8/74 = 0{,}1081$; $D_m = (D_e + D_i)/2 = (82 + 66)/2 = 74$ mm; $\mu = 0{,}08$ şi $p_a = 16$ daN/cm², din tabelul AI-40, pentru oţel/bronz sinterizat. Se adoptă $i = 10$ suprafeţe de frecare, obţinîndu-se $z_2 = \frac{i}{2} = \frac{10}{2} = 5$ discuri conduse, $z_1 = z_2 + 1 = 6$ discuri conducătoare.

Conform tabelului 55 se calculează

$$F_c = \frac{2\,M_{tc}}{i\mu D_m} = \frac{2\cdot 800}{10\cdot 0{,}08\cdot 7{,}4} = 271 \text{ daN}.$$

Ţinînd seama de dimensiunile cuplajului se adoptă constructiv dimensiunile mecanismului de cuplare $L = l = 50$ mm; $c = 12$ mm şi $z = 3$ pîrghii (v. fig. 175).

În acest caz, forţa de acţionare la mufa de cuplare (v. tabelul 56):

$$F_a = zF_c\,\frac{c + \mu(b + r)}{a - \mu(r + m)}\cdot\frac{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}{1 - \mu\,\mathrm{tg}\,\alpha} =$$

$$= 3\cdot 271\,\frac{12 + 0{,}06(5 + 2{,}5)}{35 - 0{,}06(2{,}5 + 45)}\cdot\frac{0{,}706 + 0{,}06\cdot 0{,}706}{1 - 0{,}06\cdot 1} = 222{,}5 \text{ daN},$$

raportul de demultiplicare al pîrghiilor fiind:

$$i_p = \frac{L}{c} = \frac{50}{12} = 4{,}1666.$$

Conform tabelului 56, se obţine

$$F_p = \frac{F_{c1}}{i_p} = \frac{90{,}33}{4{,}1666} = 21{,}7 \text{ daN}$$

unde: $F_{c1} = F_c/z = 271/3 = 90{,}33$ daN.

Se adoptă constructiv $b_2 = 6$ mm şi se calculează

$$h_{max} = \sqrt{\frac{6l F_p}{b_2 \sigma_{ai}}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 5 \cdot 21,7}{0,6 \cdot 1900}} = 0,76 \text{ cm},$$

unde: $\sigma_{ai} = 0,5 \ \sigma_{02} = 0,5 \cdot 3800 = 1900$ daN/cm², pentru OLC 45 cu $\sigma_{02} = 3800$ daN/cm². Se adoptă $h_{max} = 12$ mm.

279 În transmisia unei instalaţii de încărcare pentru nave — care este antrenată de un motor diesel cu 3 cilindri — trebuie să se monteze un cuplaj multidisc, cu comandă hidraulică (fig. 176). Motorul are 11,2 kW, la o turaţie de 2400 rot/min. Între arborele de intrare al transmisiei şi arborele conducător al cuplajului există un raport de transmitere $i = 2,8$. Trebuie să se accelereze mase cu un moment de giraţie $GD^2 = 4,25 \cdot 10^4$ daN·cm². Ştiind că timpul de accelerare este $t_a = 0,6$ s să se determine: momentul nominal al motorului şi momentul nominal la arborele cuplajului; turaţia n a arborelui cuplajului; coeficientul de siguranţă; momentul de torsiune de calcul al cuplajului şi momentul de accelerare. Instalaţia funcţionează 8 ore/zi, frecvenţa cuplărilor fiind mai mare de 160/oră.

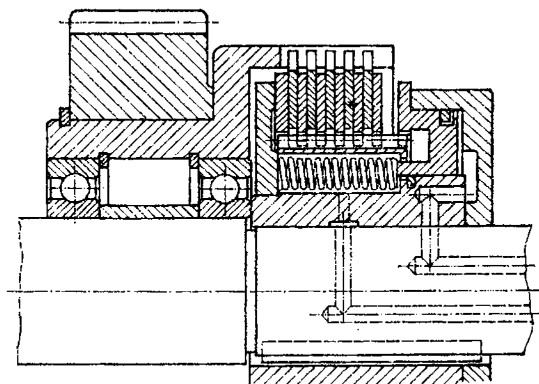


Fig. 176

Rezolvare:

Momentul nominal al motorului

$$M_{tn} = 95500 \frac{P_n}{n} = 95500 \frac{11,2}{2400} = 446 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar momentul la arborele cuplajului

$$M_{t\,cuplaj} = M_{tn}\, i = 446 \cdot 2,8 = 1250 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$n_{cuplaj} = \frac{n}{i} = \frac{2400}{2,8} = 857 \text{ rot/min}.$$

Se determină coeficientul de siguranţă

$$K_s = K_1 K_2 K_3 = 2,5 \cdot 1,0 \cdot 1,55 = 3,87,$$

unde : $K_1 = 2{,}5$; $K_2 = 1{,}0$; $K_3 = 1{,}55$ (v. tabelele AI-28, AI-29 și AI-30).

Prin urmare

$$M_{tc} = K_s M_{t\,cuplaj} = 3{,}87 \cdot 1250 = 4850 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar

$$M_a = K_s' \frac{GD^2}{375} 10^{-2} \frac{n_{cuplaj}}{t_a} = 1{,}8 \frac{4{,}25 \cdot 10^4}{375} 10^{-2} \frac{857}{0{,}6} = 2913 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

adoptîndu-se, din tabelul 55, $K_s' = 1{,}8$.

280 Cuplajul multidisc, cu acționare hidraulică (fig. 177) — montat în transmisia de putere a unei nave — este de tip *Stromag* LK, mărimea 70 (v. tabelul AI-46). Turația arborilor, pe care se montează cuplajul, este $n = 800$ rot/min. Să se stabilească elementele principale ale acționării hidraulice a cuplajului.

Rezolvare :

Din tabelul AI-46, pentru mărimea 70, rezultă : $M_{tc} = 3000$ daN·m, $q = 15$ daN/cm², $D_1 = 480$ mm, $d_{max} = 170$ mm ; din tabelul AI-41, se aleg — și în funcție de dimensiunile cuplajului — dimensiunile discurilor : discurile conducătoare : $D = 497$ mm, $D_2 = 492$ mm, $D_i = 352$ mm, $D_e = 475$ mm, $b_1 = 5$ mm ; discurile conduse : $D_e = 480$ mm, $d_1 = 312$ mm, $d = 307$ mm ; $b_1 = 5$ mm. Se adoptă discuri din pulberi metalice/ /oțel călit și $i = 14$ suprafețe de frecare.

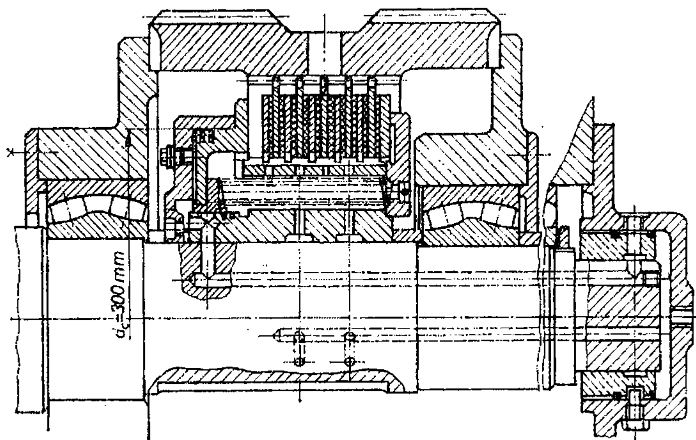


Fig. 177

Se determină forța necesară de cuplare :

$$F_c = \frac{2\,M_{tc}}{i\,\mu\,D_m} = \frac{2 \cdot 300\,000}{14 \cdot 0{,}08 \cdot 41{,}3} = 13\,000 \text{ daN},$$

unde : $\mu = 0{,}08$ (v. tabelul AI-40) ; $D_m = \frac{D_e + D_i}{2} = \frac{475 + 352}{2} = 413$ mm.

În funcţie de diametrul arborelui şi dimensiunile cuplajului se adoptă constructiv diametrul interior al cilindrului de acţionare (v. fig. 177) : $d_c = 300$ mm.

Din relaţia presiunii uleiului (v. tabelul 57) se obţine

$$R_c = \sqrt{\frac{F_c}{\pi(q + \Delta q)} + r_c^2} = \sqrt{\frac{13\,000}{3{,}14(15 - 0{,}5)} + 15^2} = 23{,}3 \text{ cm},$$

adoptîndu-se $R_c = 235$ mm ; în această relaţie : $\Delta q = 0{,}5$ daN/cm² (v. tabelul 57) ; $q = 15$ daN/cm², presiunea uleiului din reţeaua de comandă conform tabelului AI-46.

Se calculează forţa necesară a arcurilor de decuplare

$$F_{ad} = [8 \cdot 10^{-9} n^2 (R_c^2 + r_c^2 - 2r_0^2) + \pi\Delta q]\,(R_c^2 - r_c^2) =$$

$$= [8 \cdot 10^{-9} \cdot 800^2 (23{,}5^2 + 15^2) + 3{,}14 \cdot 0{,}5]\,(23{,}5^2 - 15^2) = 1800 \text{ daN},$$

unde : $r_0 = 0$ (fig. 177). Considerînd că se vor folosi $n_a = 12$ arcuri de decuplare, se obţine forţa pe un arc

$$F_{ad1} = \frac{F_{ad}}{n_a} = \frac{1800}{12} = 150 \text{ daN},$$

forţă cu care se dimensionează arcurile de decuplare, conform capitolului 12.

281 În transmisia de putere a unei prese cu excentric (fig. 178 — schema cinematică a presei) este montat şi un cuplaj intermitent cu fricţiune, acţionat pneumatic (fig. 179). Să se dimensioneze cuplajul, efectuîndu-se şi verificarea regimului termic, ştiind că motorul electric de antrenare are puterea $P_n = 40$ kW, la $n = 1450$ rot/min, iar transmisia cu curele — care realizează legătura dintre motor şi cuplaj — are raportul real de transmitere $i = 3{,}57$; presa funcţionează 6 ore pe zi, frecvenţa cuplărilor fiind mai mare de 160/oră.

Rezolvare :

Se determină momentul de torsiune la arborele cuplajului

$$M_{tn} = 95500 \frac{P_n}{n}\, i = 95500 \frac{40}{1450} 3{,}57 = 9400 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar momentul de torsiune de calcul,

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 2{,}96 \cdot 9400 = 28800 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde: $K_s = K_1K_2K_3 = 2 \cdot 1{,}12 \cdot 1{,}32 = 2{,}96$ (v. tabelele AI-28, AI-29 și AI-30).

Din tabelul AI-47 se alege un cuplaj tip HK, mărimea 60, cu: $M_{tc} = 29000$ daN·cm, $D_2 = 275$ mm, $D_1 = 315$ mm, $d_{max} = 95$ mm, momentul de inerție la intrare $GD^2 = 1{,}6$ daN·m², momentul de inerție la ieșire $GD^2 = 1{,}55$ daN·m², presiunea aerului în sistemul de acționare $p' = 5$ daN/cm².

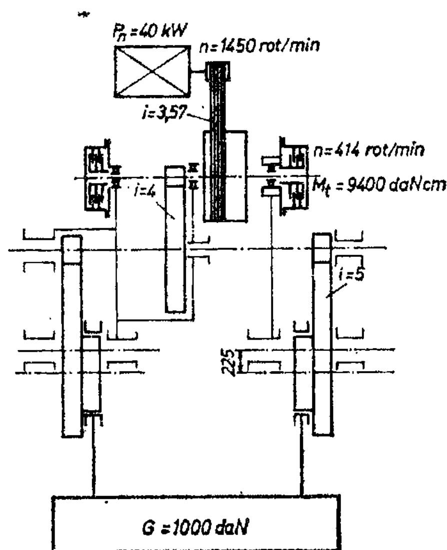


Fig. 178

În funcție de dimensiunile cuplajului se adoptă — din tabelul AI-41 — dimensiunile discurilor, din oțel/pulberi metalice, fără ungere: — discurile conducătoare: $D_e = 275$ mm, $d_2 = 162$ mm, $d_1 = 160$ mm, $b_1 = 3$ mm; — discurile conduse: $D = 289$ mm, $D_2 = 285$ mm, $D_i = 190$ mm, $D_e = 272$ mm, $b_1 = 2$ mm; $b = 3{,}5$ mm.

Se calculează numărul suprafețelor de frecare (v. tabelul 55):

$$i = \frac{2}{\pi\psi}\,\frac{M_{tc}}{\mu p_a D_m^3} = \frac{8}{3{,}14 \cdot 0{,}1775} \cdot \frac{2900}{0{,}8 \cdot 1{,}0 \cdot 23{,}1^3} = 4{,}25,$$

unde: $\mu = 0{,}2$ și $p_a = 10$ daN/cm² (v. tabelul AI-40): $D_m = \frac{D_e + D_i}{2} = \frac{272 + 190}{2} = 231$ mm; $\psi = b/D_m = (D_e - D_i)/2D_m = (272 - 190)/2 \cdot 231 = 0{,}1775$. Se adoptă $i = 6$ suprafețe de frecare.

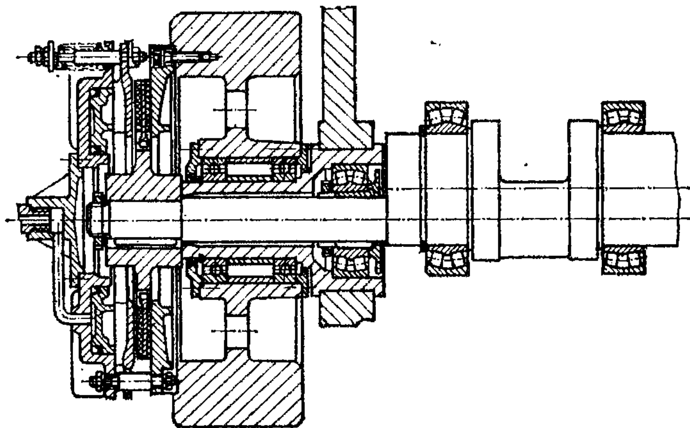


Fig. 179

Se determină numărul de discuri

$z_2 = \frac{i}{2} = \frac{6}{2} = 3$ discuri conduse, $z_1 = z_2 + 1 = 3 + 1 = 4$ discuri conducătoare.

Se determină solicitarea termică a cuplajului (v. tabelul 55)

$$Q = 1{,}37 \cdot 10^{-3} \frac{M_{tc} GD^2 Z_h}{(M_{tc} + M_{sarc}) Az} (n_2 - n_1)^2 =$$

$$= 1{,}37 \cdot 10^{-3} \frac{290 \cdot 1{,}55 \cdot 30}{(290 + 94) 296 \cdot 7} 414^2 = 4 \text{ J/h} \cdot \text{cm}^2 < q_a,$$

unde : $M_{sarc} = M_{tn} = 9400$ daN · cm, considerîndu-se că momentul rezistent este momentul nominal la arborele cuplajului : $A = \frac{\pi}{4}(D_e^2 - D_i^2) = \frac{3{,}14}{4}(272^2 - 190^2) = 296$ cm^2; $n_1 = 0$, la fiecare schimbare de piesă presa se oprește ; $n_2 = n/i = 1450/3{,}57 = 414$ rot/min ; $Z_h = 30$, deoarece se prelucrează cîte 30 piese pe oră ; $z = 7$ discuri ; $q_a = 8{,}3$ J/h · cm^2, conform tabelului AI-42.

282 Cutia de viteze a unui strung revolver este echipată cu cuplaje intermediare cu fricțiune, multidisc, cu acționare electromagnetică (fig. 180). Se cunosc : motorul electric de acționare este de tip ASI 132 M 38-8, dezvoltînd o putere $P_n = 4$ kW la $n = 1425$ rot/min ; raportul

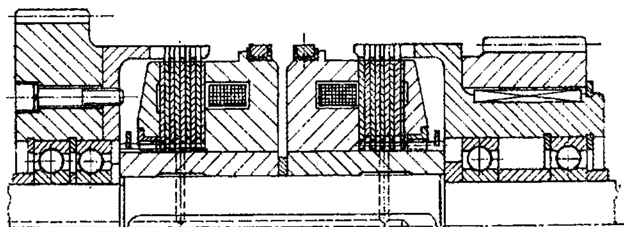


Fig. 180

de transmitere al transmisiei pînă la cuplaj este $i = 5{,}3$; strungul funcționează 16 ore pe zi. Se cere să se aleagă tipodimensiunea necesară a cuplajului și să se predimensioneze acționarea electromagnetică a acestuia, frecvența cuplărilor fiind > 160/oră.

Rezolvare :

Se calculează momentul de torsiune de calcul

$$M_{tc} = K_s i M_{tn} = 2{,}82 \cdot 5{,}3 \cdot 95500 \frac{4}{1425} = 4000 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde: $K_s = K_1 K_2 K_3 = 1{,}4 \cdot 1{,}12 \cdot 1{,}8 = 2{,}82$ (v. tabelele AI-28, AI-29 și AI-30).

Din tabelul AI-48 se alege — în funcție de M_{tc} — un cuplaj tip EMD, mărimea 40 cu: $M_{tc} = 40$ daN·m; $D = 182$ mm; $d = 60$ mm; $D_1 = 92$ mm; $d_1 = 55$ mm (valoarea intermediară). Se adoptă $i = 16$ suprafețe de frecare, pentru discuri din oțel/oțel, cu ungere.

Din tabelul AI-41, în funcție de dimensiunile cuplajului, se aleg dimensiunile discurilor: discurile conducătoare: $D = 156$ mm, $D_1 = 154$ mm; $D_i = 112$ mm; $b_1 = 2$ mm; discurile conduse $D_e = 148{,}5$ mm; $d_1 = 96$ mm; $d = 95{,}5$ mm; $b_1 = 2$ mm.

Se calculează forța de cuplare:

$$F_c = \frac{2\,M_{tc}}{\mu D_m i} = \frac{2 \cdot 4000}{0{,}06 \cdot 13 \cdot 16} = 640 \text{ daN},$$

unde: $\mu = 0{,}06$ (v. tabelul AI-40); $D_m = (D_e + D_i)/2 = (148{,}5 + 112)/$ $/2 = 130{,}25$ mm.

Se determină suprafața necesară a polilor electromagnetului

$$S = \left(\frac{0{,}5}{B}\right)^2 F_c = \left(\frac{0{,}5}{1}\right)^2 640 = 160 \text{ cm}^2,$$

considerînd: $B = 1$ Tesla.

Se obțin dimensiunile locașului bobinei

$$D_B = \sqrt{D_4^2 - \frac{2S}{\pi}} = \sqrt{18{,}2 - \frac{2 \cdot 160}{3{,}14}} = 15{,}2 \text{ cm},$$

unde: $D_4 = D$;

$$D_2 = \sqrt{D_1^2 + \frac{2S}{\pi}} = \sqrt{6^2 + \frac{2 \cdot 160}{3{,}14}} = 11{,}6 \text{ cm},$$

unde: $D_1 = d$;

$$D_{m1} = \frac{D_3 + D_2}{2} = \frac{152 + 116}{2} = 134 \text{ mm}.$$

Se calculează conform tabelului 58

$$s_{cu} = 900\,\frac{\delta D_{m1}}{U} = 900\,\frac{0{,}1 \cdot 0{,}134}{24} = 0{,}503 \text{ mm}^2,$$

unde: $\delta = 0{,}1$ și $U = 24$ V (v. tabelul 58).

Se adoptă, din STAS 658-68, secțiunea conductorului de cupru

$$s_{cu\,STAS} = 0{,}503 \text{ mm}^2, \text{ de unde } d'_{c\,STAS} = 0{,}85 \text{ mm}.$$

Numărul total de spire al bobinei

$$n_{sp} = 3{,}56\,\frac{U}{D_{m1}} = 3{,}56\,\frac{24}{0{,}134} = 638 \text{ spire.}$$

Se determină înălţimea bobinei

$$h = \frac{D_3 - D_2}{2} - (h_1 + h_2) = \frac{152 - 116}{2} - (2 + 2) = 14 \text{ mm},$$

cu : $h_1 = h_2 = 2$ mm (v. tabelul 58).

Se calculează :

$$n_{sp\,2} = \frac{h}{d'_{c\,STAS}} = \frac{14}{0{,}85} \approx 17 \text{ spire};\ n_{sp\,1} = \frac{n_{sp}}{n_{sp\,2}} = \frac{638}{17} = 37{,}5 \text{ spire},$$

adoptîndu-se $n_{sp1} = 37$ spire.

Se obţine adîncimea locaşului bobinei cu relaţia

$$a = n_{sp\,1} d'_{c\,STAS} + b_1 + b_2 + b_3 = 0{,}85 \cdot 37 + 2 + 2 + 1 = 36{,}5 \text{ mm},$$

în care : $b_1 = b_2 = 2$ mm şi $b_3 = 1$ mm (v. tabelul 58).

283 Un cuplaj intermitent cu fricţiune este montat pe arborele intermediar al unui troliu (fig. 181). Sarcina maximă de ridicat este de 3000 daN, trebuind să ajungă — în timp de 0,5 s — la o viteză $v = 3$ m/s, ceea ce corespunde unei turaţii $n_t = 115$ rot/min a tamburului şi $n_{cuplaj} = 400$ rot/min, la arborele cuplajului. Să se determine momentul de torsiune necesar a fi transmis de cuplaj şi să se aleagă tipo-dimensiunea cuplajului.

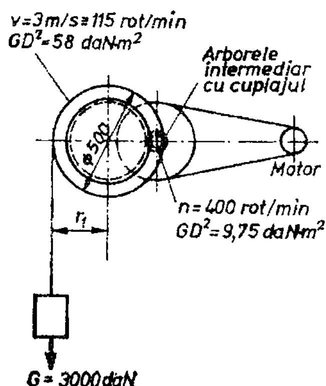


Fig. 181

Rezolvare :

Momentul de torsiune pe care trebuie să-l transmită cuplajul, este format din suma momentelor pentru accelerare M_a şi pentru învingerea rezistenţei exterioare*) M_r :

$$M_{tc} = M_a + M_r;\ M_a = M_{a1} + M_{a2} + M_{a3}.$$

În această relaţie M_{a1} este momentul necesar accelerării sarcinii de ridicat ; M_{a2} — momentul necesar accelerării tamburului ; M_{a3} — momentul necesar accelerării arborelui şi accesoriilor.

*) Sarcina la troliu.

Conform tabelului 55, se determină momentul de accelerare:

$$M_{a1} = K'_s \frac{GD^2 \, n_{cuplaj} 10^{-2}}{375 \, t_a} = 1,2 \frac{61 \cdot 10^4 \cdot 400 \cdot 10^{-2}}{375 \cdot 0,5} = 15750 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

n_{cuplaj} fiind turația la care trebuie să ajungă cuplajul în timpul de accelerare. În relația momentului de accelerare s-a introdus: $GD^2 = 365 \, F \left(\frac{100 \, v}{n_{cuplaj}}\right)^2 = 365 \cdot 3000 \left(\frac{300}{400}\right)^2 = 6,15 \cdot 10^5$ daN · cm², momentul de inerție redus la arborele cuplajului.

Se calculează momentul de accelerare a tamburului (v. fig. 181) cu $GD^2 = 58 \cdot 10^4$ daN · cm²:

$$M'_{a2} = 1,2 \frac{58 \cdot 115 \cdot 10^2}{375 \cdot 0,5} = 4268 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

care — raportat la arborele cuplajului — este

$$M_{a2} = \frac{M'_{a2} \, n_t}{n_{cuplaj}} = \frac{4268 \cdot 115}{400} = 1227 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Se determină momentul de accelerare a arborelui și accesoriilor

$$M_{a3} = 1,2 \frac{9,75 \cdot 400 \cdot 10^2}{375 \cdot 0,5} = 2496 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Momentul rezistent se calculează cu relația:

$$M_r = \frac{F r_1}{i} = \frac{3000 \cdot 25}{3,48} = 21550 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

în care $i = \frac{400}{115} = 3,48.$

Momentul de torsiune necesar a fi transmis de cuplaj este:

$$M_{tc} = (M_{a1} + M_{a2} + M_{a3}) + M_r = 15750 + 1227 + 2496 + 21550 = 41023 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Se va alege un cuplaj cu un moment capabil mai mare decît cel necesar. Astfel, se alege un cuplaj *PLANOX* 163, cu $M_{tc} = 450$ daN·m (v. tabelul AI-43).

284 Să se calculeze un cuplaj intermitent cu fricțiune*) — cu arcuri dispuse pe periferie (fig. 182) — pentru transmisia unui autovehicul, care să poată transmite momentul maxim dezvoltat de motor $M_{tM} = 76$ daN · m.

* Ambreiaj.

Rezolvare :

Se recomandă — pînă la momente de 70...80 daN·m — folosirea cuplajelor monodisc, iar la valori mai mari — cuplaje bidisc [1,34]. Se adoptă o construcție cu două discuri conduse și trei conducătoare.

Fig. 182

Se determină diametrul arborelui cuplajului

$$d = \sqrt[3]{\frac{16\,M_{tc}}{\pi\,\tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 12150}{3{,}14 \cdot 1000}} =$$

$$= 3{,}96 \text{ cm},$$

recomandîndu-se $\tau_{at} = 1000...1300$ daN/cm²; $M_{tc} = K_s M_{tM} = 1{,}6 \cdot 7600 = 12150$ daN·cm; $K_s = 1{,}6 \ldots 2$, pentru autocamioanele care funcționează în condiții normale*). Se adoptă un arbore canelat $8 \times 42 \times 48$, STAS 1769-68.

Se calculează dimensiunile discurilor (v. tabelul 55):

$$D_m = \sqrt[3]{\frac{2M_{tc}}{\pi\mu i p_a \psi}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 12150}{3{,}14 \cdot 0{,}3 \cdot 4 \cdot 3 \cdot 0{,}3}} = 19{,}3 \text{ cm};$$

se alege din tabelul AI-40: $\mu = 0{,}3$ și $p_a = 3$ daN/cm², pentru cazul funcționării uscate, cu țesătură de azbest pe oțel. Se adoptă: $\psi = b/D_m = 0{,}3$; numărul suprafețelor de frecare $i = 4$. Se adoptă $D_m = 200$ mm, rezultînd

$$\begin{cases} 2D_m = D_e + D_i; \\ 2\psi D_m = D_e - D_i; \end{cases} \qquad \begin{cases} D = 260 \text{ mm}; \\ D_i = 140 \text{ mm}. \end{cases}$$

Forța de cuplare este

$$F_c = \frac{2M_{tc}}{i\mu D_m} = \frac{2 \cdot 12150}{4 \cdot 0{,}3 \cdot 20} = 1015 \text{ daN}.$$

*) UNTARU, M. ș.a. *Construcția și calculul automobilelor*. București, Editura tehnică, 1974.

Pentru dimensiunile rezultate ale suprafeţelor de frecare, se recomandă un număr de $n_a = 12$ arcuri, rezultînd forţa pe un arc;

$$F_{a1} = \frac{F_c}{n_a} = \frac{1015}{12} = 84,5 \text{ daN}.$$

Cunoscînd forţa pe un arc F_{a1} se calculează arcurile conform indicaţiilor de la cap. 12.

Se verifică presiunea specifică

$$p = \frac{4F_c}{\pi(D_e^2 - D_i^2)} = \frac{4 \cdot 1015}{3,14(26^2 - 14^2)} = 2,7 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 3 \text{ daN/cm}^2.$$

285 Un cuplaj conic, cu fricţiune, realizează legătura între un motor electric şi o pompă cu piston. Să se dimensioneze cuplajul ştiind că suprafeţele în contact — funcţionînd în ulei — sînt din oţel călit. Momentul de torsiune la arborele conducător al cuplajului $M_{tn} = 700$ daN·cm. Pompa funcţionează opt ore pe zi, frecvenţa cuplărilor fiind > 160/oră.

Rezolvare :

Se determină diametrul mediu al suprafeţelor în contact cu relaţia (v. tabelul 55):

$$D_m = \sqrt[3]{\frac{2}{\pi\psi}\,\frac{M_{tc}}{\mu p_a}} = \sqrt[3]{\frac{2}{3,14 \cdot 0,2} \cdot \frac{1953}{0,06 \cdot 7}} = 24,6 \text{ cm},$$

în care: $M_{tc} = K_s M_{tn} = 2,79 \cdot 700 = 1953$ daN · cm; $K_s = K_1 K_2 K_3 = 1,8 \cdot 1,0 \cdot 1,55 = 2,79$ (v. tabelele AI-28, AI-29 şi AI-30). Din tabelul 55 s-a adoptat $\psi = 0,2$, iar din tabelul AI-40 s-au ales: $\mu = 0,06$ şi $p_a = 7$ daN/cm². Se adoptă $D_m = 250$ mm.

Se calculează lungimea de contact pe generatoare

$$b = \psi D_m = 0,2 \cdot 250 = 50 \text{ mm}.$$

Pentru cuplul metal/metal — conform tabelului 55 — se alege $\alpha = 10°$ şi se determină:

$$D_e = D_m + b \sin\alpha = 250 + 50 \cdot 0,17365 = 258,7 \text{ mm};$$
$$D_i = D_m - b \sin\alpha = 250 - 50 \cdot 0,17365 = 241,3 \text{ mm}.$$

Forţa de cuplare necesară are valoarea

$$F_c = \frac{2M_{tc}}{D_m} \cdot \frac{\sin\alpha}{\mu} = \frac{2 \cdot 1953}{25} \cdot \frac{0,17365}{0,06} = 452,2 \text{ daN},$$

cu care se verifică presiunea specifică :

$$p = \frac{F_c}{\pi D_m b \sin \alpha} = \frac{452,2}{3,14 \cdot 25 \cdot 5 \cdot 0,17365} = 6,95 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 7 \text{ daN/cm}^2.$$

286 În transmisia mecanică a unei mașini textile este montat — între o roată de lanț și o roată dințată — un cuplaj conic, dublu sens (fig. 183). Să se determine forțele de cuplare — în cele două sensuri — știind că la roata dințată momentul rezistent este $M_{t1} = 600$ daN · cm, iar la roata de lanț $M_{t2} = 450$ daN · cm. Cuplajul funcționează fără ungere, avînd — pe discurile conducătoare — un strat din aliaj metaloceramic.

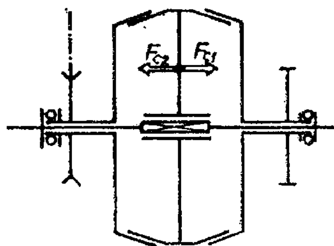


Fig. 183

Rezolvare :

Constructiv, se acceptă același diametru mediu pentru cele două cuplaje

$$D_m = \sqrt[3]{\frac{2}{\pi\psi_1} \frac{M_{tc1}}{\mu p_a}} = \sqrt[3]{\frac{2}{3,14 \cdot 0,2} \frac{1500}{0,3 \cdot 3}} = 17,4 \text{ cm},$$

unde : $M_{tc1} = K_s M_{t1} = 2,5 \cdot 600 = 1500$ daN · cm ; $M_{tc2} = K_s M_{t2} = 2,5 \cdot 450 = 1125$ daN · cm, adoptîndu-se $K_s = 2,5$; din tabelul 55 se adoptă $\psi_1 = 0,2$. Se alege $\mu = 0,3$ și $p_a = 3$ daN/cm², din tabelul AI-40. Se rotunjește valoarea obținută la $D_m = 180$ mm, determinîndu-se lungimea de contact pe generatoare :

$$b_1 = \psi_1 D_m = 0,2 \cdot 180 = 36 \text{ mm} ; \; b_2 = \psi_2 D_m = 0,15 \cdot 180 = 27 \text{ mm},$$

unde : $\psi_2 = \psi_1 \frac{M_{tc2}}{M_{tc1}} = 0,2 \frac{1125}{1500} = 0,15.$

Se determină forțele de cuplare :

$$F_{c1} = \frac{2M_{tc1}}{D_m} \frac{\sin \alpha}{\mu} = \frac{2 \cdot 1500}{18} \frac{0,2588}{0,3} = 143,8 \text{ daN} ;$$

$$F_{c2} = \frac{2M_{tc2}}{D_m} \frac{\sin \alpha}{\mu} = \frac{2 \cdot 1125}{18} \frac{0,2588}{0,3} = 107,8 \text{ daN},$$

alegîndu-se $\alpha = 15°$ (v. tabelul 55).

287 Pentru echiparea unei pompe, de putere $P_n=18$ kW, la o turație de $n=1500$ rot/min, se folosește un cuplaj intermitent cu fricțiune, de tip *Conax* (fig. 184). Știind că pompa este acționată de un electromotor și funcționează 7 ore zilnic, să se aleagă tipo-dimensiunea cuplajului. Frecvența cuplărilor este mai mare de 160/oră.

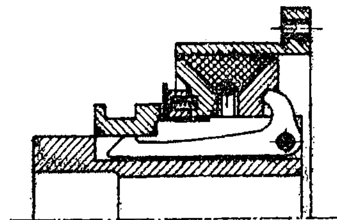


Fig. 184

Rezolvare :

Se determină coeficientul necesar de siguranță $K_s = K_1K_2K_3 = 1{,}2 \cdot 1{,}0 \cdot 2{,}0 = 2{,}4$, conform tabelelor AI-28, AI-29 și AI-30, momentul necesar de transmis fiind :

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 2{,}4 \cdot 95500 \frac{18}{1500} = 2750 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Din tabelul AI-50 se poate alege tipul STA, mărimea 7/3 cu $M_{tc} = 3000$ daN·cm.

288 Un cuplaj de tip *Conax* constituie elementul de legătură dintre arborele unui motor electric — cu un moment nominal $M_{tn}=2000$ daN·cm — și un reductor ce acționează o pompă. Să se aleagă și să se calculeze principalele dimensiuni ale cuplajului în ipoteza adoptării unui coeficient de siguranță $K_s = 2{,}5$. Ce material trebuie folosit pentru a se asigura transmiterea momentului?

Rezolvare :

Momentul de torsiune de calcul

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 2{,}5 \cdot 2000 = 5000 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Din tabelul AI-50 se alege un cuplaj STA 11/5 cu $M_{tc} = 5000$ daN·cm ; din același tabel rezultă $D_2 = 186$ mm. Se adoptă din tabelul 55 $\alpha = 25°$ și $\psi = 0{,}15$ și se calculează

$$\mu p_1 = \frac{M_{tc}}{\pi \psi D_m^3} = \frac{5000}{3{,}14 \cdot 0{,}15(17)^3} = 2{,}16 \,;$$

în această relație s-a introdus $D_m = D_2 \cos \alpha = 186 \cdot 0{,}906 = 168{,}5 \approx$ ≈ 170 mm.

Analizînd tabelul AI-40 se observă că produsul $\mu p_1 = 2{,}16$ nu poate fi realizat decît de materialele din pulberi metalice. Se adoptă $\mu = 0{,}2$ și se determină

$$p_1 = \frac{2{,}16}{0{,}2} = 10{,}8 \text{ daN/cm}^2.$$

Din relațiile momentelor de torsiune — capabile a fi transmise pe suprafețele conice și cilindrice, în ipoteza $b_2 = 2b_1$*) — se obține :

$$D_m^2 p_1 = D_2^2 p_2 \text{ și } p_1 \cos^2 \alpha = p_2;$$

cunoscînd valorile p_1 și α, se poate determina :

$$p_2 = 10{,}8(0{,}906)^2 = 8{,}89 \text{ daN/cm}^2.$$

Lățimea activă a suprafețelor conice este :

$$b_1 = \psi D_m = 0{,}15 \cdot 170 = 25{,}5 \text{ mm},$$

iar a suprafeței cilindrice :

$$b_2 = \frac{2\,M_{tc}}{\pi \mu D_2^2 p_2} = \frac{2 \cdot 5000}{3{,}14 \cdot 0{,}2(18{,}6)^2\, 8{,}89} = 5{,}17 \text{ cm};$$

se poate alege $b_2 = 52$ mm.

Forța de cuplare necesară transmiterii momentului :

$$F_c = \frac{M_{tc} \sin \alpha}{\mu\, D_m} = \frac{5000 \cdot 0{,}422}{0{,}2 \cdot 1{,}7} = 620 \text{ daN}.$$

Se verifică existența interstițiului Δ :

$$\Delta = b_2 - 2b_1 \cos \alpha = 52 - 2 \cdot 25{,}5 \cdot 0{,}906 = 5{,}8 \text{ mm}.$$

289 Legătura dintre o roată dințată și un arbore se realizează prin intermediul unui cuplaj de siguranță, cu știfturi de forfecare (fig. 185). Momentul pe care-l transmite arborele — ca element conducător — la roată este $M_{tn} = 3000$ daN · cm. Nu sînt admise suprasarcinile, care ar deteriora angrenajul. Se acceptă un coeficient de siguranță $K_s = 2{,}2$. Să se determine numărul de știfturi și dimensiunile acestora. Diametrul arborelui este $d = 50$ mm.

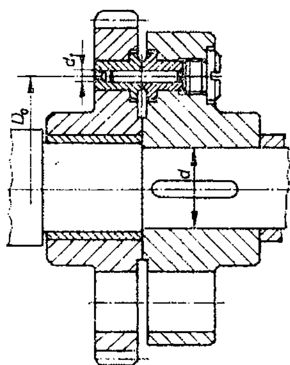


Fig. 185

Rezolvare :

Momentul de torsiune de calcul :

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 2{,}2 \cdot 3000 = 6600 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar momentul limită (v. tabelul 59) :

$$M_{t\,lim} = 1{,}2\ M_{tc} = 1{,}2 \cdot 6600 = 7920 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Se determină (conform tabelului 59) :

$$n_s d_1^2 = \frac{8}{\pi} \frac{M_{t\,lim}}{D_0 \tau_r} = \frac{8}{3{,}14} \frac{7920}{12{,}5 \cdot 3150} = 0{,}51247,$$

---

*) Se poate accepta, rezultatele fiind corespunzătoare.

unde: $\tau_r = \gamma\sigma_r$; se adoptă pentru știfturile din OL 42, cu $\sigma_r = 4200$ daN/cm², $\tau_r = 0{,}75 \cdot 4200 = 3150$ daN/cm²; se alege $D_e = 2{,}5\ d = 2{,}5 \cdot 50 = 125$ mm.

Rezultă următoarele soluții posibile:

$$n_s = 2 \text{ știfturi};\ d_1^2 = 0{,}25624;\ d_1 = 5{,}06 \text{ mm};$$

$$n_s = 3 \text{ știfturi};\ d_1^2 = 0{,}17082;\ d_1 = 4{,}13 \text{ mm};$$

$$n_s = 4 \text{ știfturi};\ d_1^2 = 0{,}12812;\ d_1 = 3{,}58 \text{ mm};$$

putîndu-se alege varianta convenabilă.

290 Un reductor într-o treaptă, din transmisia unei bărci cu motor, are pe arborele de ieșire — un cuplaj limitativ cu discuri (fig. 186). Puterea motorului de acționare — cu doi cilindri — este $P_n = 7{,}5$ kW, la $n = 3000$ rot/min; raportul de transmitere al treptei angrenajului $i = 2{,}36$. Să se aleagă cuplajul și să se determine: numărul suprafețelor de frecare și forța la care trebuie calculat arcul.

Rezolvare:

Momentul de intrare în reductor

$$M_{t1} = 95500 \frac{P_n}{n} = 95500 \frac{7{,}5}{3000} = 239 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar momentul la arborele de ieșire

$$M_{t2} = iM_{t1} = 2{,}36 \cdot 239 = 564 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Se determină momentul de torsiune de calcul

$$M_{tc} = K_s M_{t2} = 2{,}4 \cdot 564 = 1354 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde: $K_s = 2{,}4$ (v. tabelul AI-31 — sarcină neuniformă).

Se determină momentul de torsiune limită:

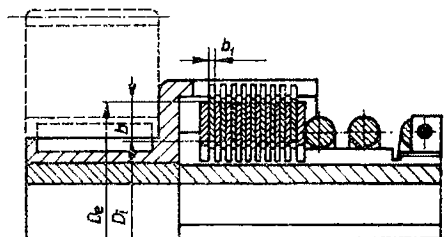


Fig. 186

$$M_{t\,lim} = 1{,}2 M_{tc} = 1{,}2 \cdot 1354 = 1625 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Din tabelul AI-51 se alege cuplajul limitativ cu discuri, cu arc central, tip SND 10 · 10, cu discurile din oțel cu $M_{tc} = 20$ daN · m, iar din tabelul AI-41 se aleg dimensiunile discurilor: $D_e = 102{,}8$ mm; $D_i = 81{,}5$ mm; $b_1 = 1{,}5$ mm.

Se calculează :

$$b = \frac{D_e - D_i}{2} = \frac{102,8 - 81,5}{2} = 10,65 \text{ mm};$$

$$D_m = \frac{D_e + D_i}{2} = \frac{102,8 + 81,5}{2} = 92,15 \text{ mm};$$

$$\psi = \frac{b}{D_m} = \frac{10,65}{92,15} = 0,1156.$$

Se determină numărul suprafețelor de frecare

$$i = \frac{2}{\pi\psi} \frac{M_{t\,lim}}{\mu p_a D_m^3} = \frac{2}{3,14 \cdot 0,1156} \cdot \frac{1625}{0,06 \cdot 8(9,215)^3} = 23,84,$$

alegîndu-se $p_a = 8$ daN/cm^2, $\mu = 0,06$ (v. tabelul AI-40, pentru oțel/oțel cu ungere).

Deoarece numărul de suprafețe este foarte mare ($i > i_{max} = 16$, v. tabelul 59) se adoptă discurile conducătoare din oțel, iar discurile conduse din aliaje metalo-ceramice; în acest caz $p_a = 8$ daN/cm^2 și $\mu = 0,12$ (v. tabelul AI-40) rezultînd

$$i = \frac{2}{3,14 \cdot 0,1156} \cdot \frac{1625}{0,12 \cdot 8(9,215)^3} = 11,92;$$

se adoptă $i = 12$ și se determină forța pe arc :

$$F_{arc} = \frac{2M_{t\,lim}}{i\,\mu D_m} = \frac{2 \cdot 1625}{12 \cdot 0,12 \cdot 9,215} \approx 245 \text{ daN},$$

cu această forță dimensionîndu-se arcul (v. cap. 12).

Se verifică presiunea specifică :

$$p = \frac{F_{arc}}{\pi D_m b} = \frac{245}{3,14 \cdot 9,215 \cdot 1,065} = 7,95 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 8 \text{ daN/cm}^2.$$

291 O bandă transportoare este antrenată de o transmisie formată dintr-un motor și un mecanism de antrenare (fig. 187), legate printr-un cuplaj limitativ cu fricțiune, cu arcuri periferice (fig. 188). Se cunosc : puterea motorului electric de acționare $P_n = 4$ kW și turația acestuia $n = 960$ rot/min. Să se dimensioneze și să se verifice cuplajul limitativ.

Rezolvare :

Momentul de torsiune nominal

$$M_{tn} = 95500 \frac{P_n}{n} = 95500 \frac{4}{960} \doteq 398 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

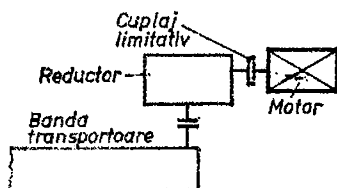


Fig. 187

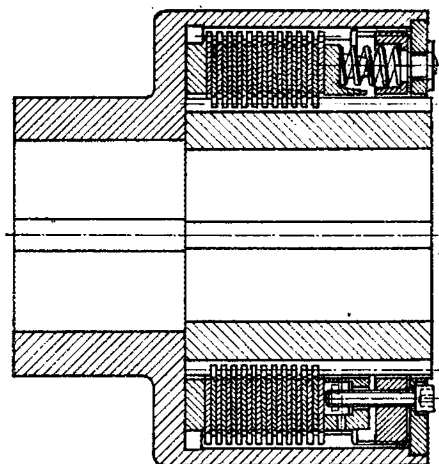


Fig. 188

iar momentul de torsiune de calcul

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 2{,}33 \cdot 398 = 927 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde : $K_s = 2{,}33$ (v. tabelul AI-31 — sarcină neuniformă).

Se determină momentul de torsiune limită

$$M_{t\,lim} = 1{,}15 \; M_{tc} = 1{,}15 \cdot 927 = 1066 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Avînd în vedere locul de montare al cuplajului, se adoptă un cuplaj cu frecare uscată, cu discuri din pulberi metalice/oțel călit.

Se determină diametrul arborelui cuplajului

$$d = \sqrt[3]{\frac{16\, M_{tn}}{\pi \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 398}{3{,}14 \cdot 150}} = 2{,}38 \text{ cm},$$

pentru $\tau_{at} = 150$ daN/cm², adoptîndu-se $d = 25$ mm.

Se calculează diametrul mediu al suprafețelor de frecare (v. tabelul 59) :

$$D_m = (2{,}5\ldots4)\, d = 3{,}2 \cdot 25 = 80 \text{ mm},$$

cu ajutorul căruia se calculează numărul suprafețelor de frecare

$$i = \frac{2 M_{t\,lim}}{\pi \psi \mu p_a D_m^3} = \frac{2 \cdot 1066}{3{,}14 \cdot 0{,}3 \cdot 0{,}25 \cdot 3 \cdot 8^3} = 5{,}89,$$

unde : $\mu = 0{,}25$ şi $p_a = 3$ daN/cm² (v. tabelul AI-40); $\psi = b/D_m = 0{,}3$ (v. tabelul 59). Se adoptă $i = 6$ suprafeţe de frecare.

Se determină

$$D_e = D_m + b = 80 + 24 = 104 \text{ mm}; \quad D_i = D_m - b = 80 - 24 = 56 \text{ mm};$$
$$b = \psi D_m = 0{,}3 \cdot 80 = 24 \text{ mm}.$$

Se calculează numărul de discuri

$z_2 = \frac{i}{2} = \frac{6}{2} = 3$ discuri conduse; $z_1 = z_2 + 1 = 3 + 1 = 4$ discuri conducătoare.

Forţa la care cuplajul începe să patineze sau forţa care acţionează asupra arcurilor periferice ale cuplajului este:

$$F_{arc} = \frac{2M_{t\,lim}}{i\mu D_m} = \frac{2 \cdot 1066}{6 \cdot 0{,}25 \cdot 8} = 177{,}7 \text{ daN},$$

forţa pe un arc fiind (pentru $n_a = 6$ arcuri) *)

$$F_{arc\,1} = \frac{F_{arc}}{n_a} = \frac{177{,}7}{6} = 29{,}6 \text{ daN}.$$

Se verifică presiunea specifică

$$p = \frac{F_{arc}}{\pi D_m b} = \frac{177{,}7}{3{,}14 \cdot 8 \cdot 2{,}4} = 2{,}95 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 3 \text{ daN/cm}^2.$$

292 Pe arborele de ieşire dintr-un reductor melcat — ce acţionează un transportor cu bandă — se montează un cuplaj limitativ conic (fig. 189). Să se dimensioneze cuplajul şi să se determine forţa necesară a fi dezvoltată de arc pentru transmiterea momentului $M_{t\,lim} = 1500$ daN · cm, dacă diametrul mediu este $D_m = 200$ mm; butucul roţii şi semicuplajul conducător *1* se execută din fontă, semicuplajul condus *2* — din oţel.

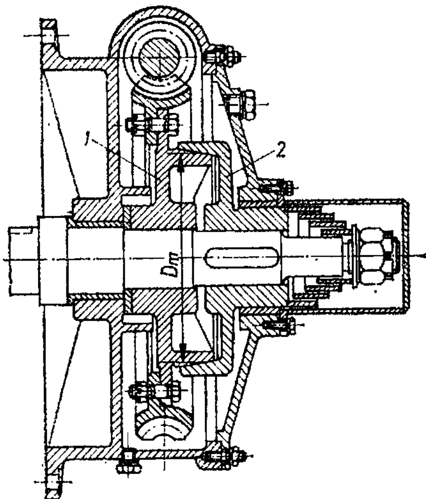


Fig. 189

Rezolvare :

Cunoscînd D_m, se folosesc relaţiile din tabelul 59 :

$$b = \frac{2M_{t\,lim}}{\pi\mu D_m^2 p_a} = \frac{2 \cdot 1500}{3{,}14 \cdot 0{,}08 \cdot 20^2 \cdot 6} = 4{,}98 \text{ cm},$$

*) Forţa $F_{arc\,1}$ reprezintă, de fapt, forţa de precomprimare a arcului F_1 de pe caracteristica acestuia (v. cap. 12).

unde : $\mu = 0{,}08$ şi $p_a = 6$ daN/cm² (v. tabelul AI-40), adoptîndu-se $b = 50$ mm.

Pentru cuplul metal/metal se adoptă $\alpha = 20°$ şi se calculează :

$$D_e = D_m + b \sin \alpha = 200 + 50 \cdot \sin 20° \approx 207 \text{ mm}; \quad D_i = D_m - b \sin \alpha = 200 - 50 \cdot \sin 20° \approx 183 \text{ mm}.$$

Se determină forţa la care cuplajul începe să patineze :

$$F_{arc} = \frac{2M_{t\,lim}}{D_m}\left(\frac{\sin\alpha}{\mu} + \cos\alpha\right) = \frac{2 \cdot 1500}{20}\left(\frac{\sin 20°}{0{,}08} + \cos 20°\right) = 782 \text{ daN},$$

cu această forţă putîndu-se calcula arcul (v. cap. 12).

Se verifică presiunea specifică

$$p = \frac{F_{arc}}{\pi D_m b \sin\alpha} = \frac{782}{3{,}14 \cdot 20 \cdot 5 \cdot \sin 20°} = 7{,}32 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 8 \text{ daN/cm}^2.$$

293 Un cuplaj de siguranţă, cu bile şi canal trapezoidal (fig. 190), trebuie să transmită un moment nominal $M_{tn} = 700$ daN·cm. Cunoscînd coeficientul de siguranţă al cuplajului $K_s = 1{,}8$, se cere să se dimensioneze şi să se verifice cuplajul ($h = 3$ mm).

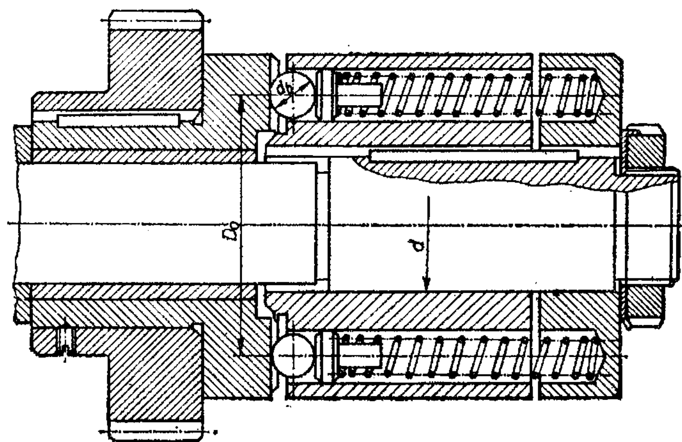


Fig. 190

Rezolvare :

Momentul de torsiune de calcul este :

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 1{,}8 \cdot 700 = 1260 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Se determină diametrul arborelui cuplajului

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{tn}}{0{,}2\ \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{700}{0{,}2 \cdot 150}} = 2{,}86 \text{ cm},$$

pentru $\tau_{at} = 150$ daN/cm², adoptîndu-se $d = 30$ mm.

Se calculează forța, pe fiecare arc, necesară transmiterii momentului de torsiune de calcul :

$$F_{arc\,1} = \frac{2\,M_{tc}}{zD_0}[(1-\mu^2)\ \text{tg}\ \alpha - 2\mu] = \frac{2 \cdot 1260}{12 \cdot 12}[(1-0{,}1^2)\ \text{tg}\ 45^\circ - 2 \cdot 0{,}1] =$$
$$= 14 \text{ daN},$$

unde : $D_0 = (1\ldots5)\ d = 4 \cdot 30 = 120$ mm ; $\mu = 0{,}1$; $\alpha = 45°$ (v. tabelul 59) ; se adoptă $z = 12$.

Se determină momentul de torsiune limită

$$M_{t\,lim} = \frac{k_a(\delta_1 + h)zD_0}{2[(1-\mu^2)\ \text{tg}\ \alpha - 2\mu]} = \frac{7(2+0{,}3) \cdot 12 \cdot 12}{2[(1-0{,}1^2)\ \text{tg}\ 45^\circ - 2 \cdot 0{,}1]} =$$

$$= 1467 \text{ daN} \cdot \text{cm} < 1{,}2\ M_{tc} = 1{,}2 \cdot 1260 = 1512 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde : $k_a = \dfrac{F_{1\,arc}}{\delta_1} = \dfrac{14}{2} = 7$ daN/cm, adoptînd $\delta_1 = 2$ cm.

Se verifică rezistența la solicitarea de contact a bilelor (v. tabelul 59) :

$$\sigma_{k\,max} = 9700 \sqrt[3]{\frac{F_n}{r_b^2}} = 9700 \sqrt[3]{\frac{31{,}4}{0{,}7^2}} = 38816 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ak},$$

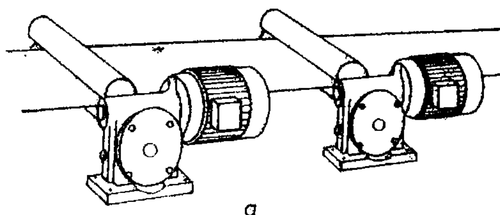
unde : $\sigma_{ak} = 50000$ daN/cm², pentru bilele de rulmenți ;

$$F_n = \frac{F_{arc\,1}}{\lambda[(1-\mu^2)\sin\alpha - 2\,\mu\cos\alpha]} =$$

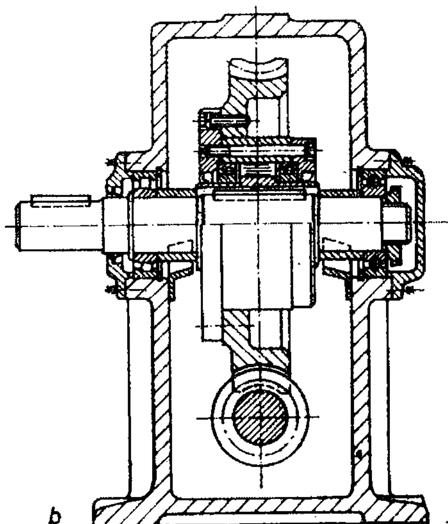
$$= \frac{14}{0{,}8[(1-0{,}1^2)\sin 45^\circ - 2 \cdot 0{,}1 \cdot \cos 45^\circ]} = 31{,}4 \text{ daN} ;$$

($\lambda = 0{,}8$ — v. tabelul 59) ; $r_b = \dfrac{d_b}{2} = \dfrac{14}{2} = 7$ mm, pentru bilele de rulmenți, cu $d_b = 14$ mm.

294 În sistemul de acționare al unui transportor cu role (fig. 191, *a*) s-au inclus cuplaje unisens, cu role de blocare — montate în reductoarele melcate (fig. 191, *b*) — pentru a permite rotirea liberă a rolelor. Se cunosc: puterea motorului electric de antrenare $P_n = 1,5$ kW, la $n = 1420$ rot/min; raportul de transmitere al reductorului melcat $i = 41$. Să se dimensioneze și să se aleagă tipo-dimensiunea cuplajului unisens.



a



b

Fig. 191

Rezolvare:

Momentul nominal la arborele cuplajului

$$M_{tn} = 95500 \frac{P_n}{n} i = 95500 \frac{1,5}{1420} \cdot 41 = 4115 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar momentul de torsiune de calcul

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 2 \cdot 4115 = 8230 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde: $K_s = 2,0$ (v. tabelul AI-27, transportoare cu bandă).

Din tabelul AI-54, se adoptă un cuplaj unisens AL 55, cu: $M_{tc} = 82$ daN · m; $D_1 = 115$ mm; $D = 160$ mm; $D_2 = 75$ mm; $B = 67$ mm; $d = 55$ mm.

Folosind relația de dimensionare indicată în tabelul 60, se poate determina numărul rolelor de blocare, adoptîndu-se constructiv diametrul acestora sau diametrul rolelor, alegînd numărul acestora.

a) În primul caz

$$\frac{R_2 z}{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{R_1}} \geqslant \frac{M_{tc}}{l \operatorname{tg} \alpha} \left(\frac{605}{\sigma_{ac}}\right)^2 \quad \text{sau} \quad \frac{5,75 z}{\frac{1}{0,75}} = \frac{8230}{3,5 \cdot 0,1051} \left(\frac{605}{25000}\right)^2,$$

rezultînd $z \approx 3$ role de blocare. În această relație s-au introdus: $R_1 = \infty$ (construcția cuplajului); $\sigma_{ac} = 25000$ daN/cm² (v. tabelul 60); $R_2 = 57,5$ mm; $\alpha = 6°$, $\operatorname{tg} \alpha = 0,1051$, $d_1 = 15$ mm și $l = 35$ mm (v. tabelul AI-53). Se adoptă $z = 4$ role.

b) În cel de al doilea caz

$$r_1 = \frac{M_{tc}}{R_2 lz \operatorname{tg}\alpha}\left(\frac{605}{\sigma_{ac}}\right)^2 = \frac{8230}{5{,}75 \cdot 3{,}5 \cdot 4 \cdot 0{,}1051}\left(\frac{605}{25000}\right)^2 = 0{,}562 \text{ cm},$$

adoptîndu-se $d_1 = 12$ mm.

295 Pentru blocarea sarcinii, la instalațiile de ridicat, se recomandă ca — în afara frînelor — să se monteze și cuplaje unisens (fig. 192). Cunoscînd că la instalația din figura 192 este folosit un cuplaj unisens cu role

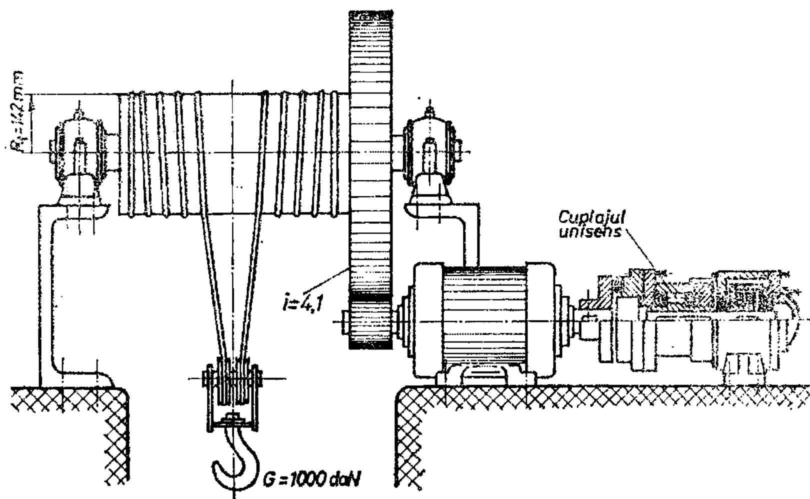


Fig. 192

de blocare (fig. 193), de tip AL, mărimea 45, se cere să se efectueze calculul de verificare al acestui cuplaj.

Rezolvare :

Cunoscînd sarcina maximă de ridicat Q și raportul de transmitere i se calculează momentul de torsiune la arborele cuplajului

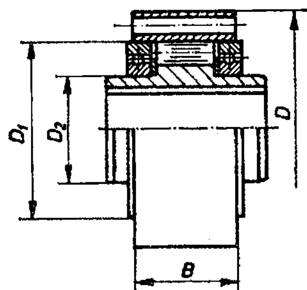


Fig. 193

$$M_{tn} = \frac{Q}{i} R_t = \frac{1000}{4{,}1} \cdot 14{,}2 = 1740 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar momentul de torsiune de calcul

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 3{,}0 \cdot 1740 = 5220 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde : $K_s = 3{,}0$ (v. tabelul AI-27).

Se verifică (v. tabelul 60)

$$\sigma_{c1} = 605\sqrt{\frac{M_{tc}}{R_2 lz \ \mathrm{tg}\ \alpha}\left(\frac{1}{r_1}+\frac{1}{R_1}\right)} = 605\sqrt{\frac{5220}{4{,}75\cdot 3\cdot 10\cdot 0{,}1051}\cdot\frac{1}{0{,}75}} =$$

$$= 13007 \ \mathrm{daN/cm^2} < \sigma_{ac};$$

$$\sigma_{c2} = 605\sqrt{\frac{M_{tc}}{R_2 lz \ \mathrm{tg}\ \alpha}\left(\frac{1}{r_1}-\frac{1}{R_1}\right)} = 605\sqrt{\frac{5220}{4{,}75\cdot 3\cdot 10\cdot 0{,}1051}\left(\frac{1}{0{,}75}-\frac{1}{4{,}35}\right)} =$$

$$= 11865 \ \mathrm{daN/cm^2} < \sigma_{ac};$$

în aceste relații $\sigma_{ac} = 30000$ daN/cm², conform tabelului 60.

296 Cuplajul cu manșon monobloc — cu pene paralele — montat în transmisia unui transportor ușor cu role, este acționat de un motor electric cu $P_n = 3$ kW, la turația $n = 1420$ rot/min. Să se determine momentul de calcul al cuplajului și efortul unitar de torsiune din manșon, știind că $\tau_{at} = 350$ daN/cm² (pentru arbore).

297 Arborii — de la un motor electric și un ventilator — sînt uniți printr-un cuplaj cu flanșe, transmițînd un moment $M_{tn} = 800$ daN · · cm; diametrele capetelor de arbori sînt $d_1 = d_2 = 32$ mm. Să se aleagă tipo-dimensiunea cuplajului și să se verifice șuruburile de fixare.

298 Un cuplaj *Oldham*, cu element intermediar metalic, este montat în transmisia unui trefilor de sîrmă (fig. 194). Știind că cilindrii laminorului sînt antrenați de un motor electric Ce 82, cu $P_n = 12{,}5$ kW, la $n = 1450$ rot/min, iar transmisia cu roți dințate are un raport de transmitere $i = 2{,}07$, se cere să se dimensioneze cuplajul. Trefilorul funcționează zilnic trei schimburi, cu o dezaxare maximă a arborilor cuplajului de $e = \pm 6$ mm ($K_s = 4$).

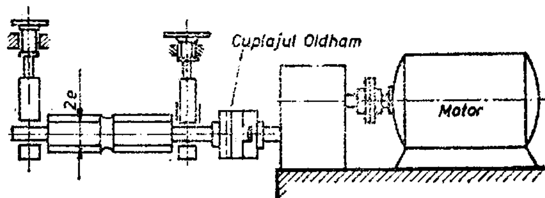


Fig. 194

299 Legătura dintre o turbină cu aburi și un generator electric este realizată printr-un cuplaj elastic cu arc șerpuit (de tip *Bibby*), B, mărimea 478. Știind că turbina dezvoltă o putere $P_n = 850$ kW, la $n = 1000$ rot/min — funcționînd 24 de ore pe zi — să se verifice cuplajul și să se traseze caracteristica acestuia. Se consideră cunoscute dimensiunile cuplajului $D_0 = 450$ mm; $t = 15{,}5$ mm; $j = 5$ mm; $l = 50$ mm; $b = 16$ mm; $h = 4$ mm; $z = 90$ dinți, elementul elastic fiind executat din 51 VCr 11 A, STAS 795-77. Frecvența cuplărilor este mai mare de 160 pe oră.

300 Un cuplaj cu arcuri multilamelare, dispuse radial, este montat în transmisia unui laminor, acționat de un motor electric de tip ASI 315 M, cu $P_n = 75$ kW, la $n = 740$ rot/min. Se cere să se dimensioneze

cuplajul, știind că raportul de transmitere al transmisiei dintre motor și cuplaj este $i = 2{,}1$ ($\tau_{at} = 200$ daN/cm²). Lamelele se execută din oțel de arc (51 VCr 11 A, STAS 795-77). Laminorul funcționează trei schimburi, frecvența cuplărilor fiind > 160/oră.

301 În sistemul de acționare al unei macarale este montat un cuplaj elastic cu arcuri elicoidale, de tip *Cardeflex*, mărimea 180 (v. tabelul AI-36). Să se efectueze calculul de verificare și să se traseze caracteristica cuplajului. Se cunosc: puterea motorului electric de acționare, de tip ASI 160 S 38-4, $P_n = 10$ kW; turația motorului electric $n = 1450$ rot/min; macaraua funcționează 16 ore/zi, avînd o frecvență de cuplare > 160/oră; arcurile cuplajului au rigiditatea $k_a = 171$ daN/cm.

302 Un cuplaj elastic cu bolțuri CEB 5N-C55-OT60-3, STAS 5982-78, realizează legătura dintre un motor electric și transmisia unei mașini de rectificat. Mașina funcționează 7 ore pe zi cu o frecvență de cuplare mai mare de 160 pe oră. Să se stabilească puterea nominală a motorului pentru o turație de 700 rot/min. În ce condiții de exploatare cuplajul ar putea funcționa identic (cu același M_{tc}).

303 În transmisia unei mașini textile — acționată de un motor electric cu $P_n = 4{,}5$ kW și $n = 750$ rot/min — este montat un cuplaj *Periflex*. Să se determine grosimea necesară a bandajului în secțiunea periculoasă și pe un diametru egal cu 0,95 D. Să se verifice rezistența bandajului de cauciuc la solicitarea de tracțiune, datorită forței centrifugale. Mașina funcționează 10 ore pe zi, cu o frecvență de cuplare > 160/oră.

304 Șase șuruburi M12 — de la un cuplaj elastic, de tip *Periflex* — sînt strînse uniform cu o cheie dinamometrică, astfel încît în acestea să apară o forță axială $F_{01} = 250$ daN. Cunoscînd $D_1 = 200$ mm, $b = 20$ mm și coeficientul de frecare dintre bandaj și semicuplaje $\mu = 0{,}3$, să se determine puterea motorului la o turație $n = 750$ rot/min, dacă $K_s = 3{,}25$; să se calculeze presiunea de strivire a bandajului.

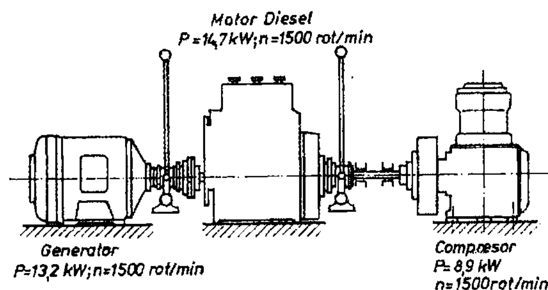


Fig. 195

305 Un motor diesel cu 3 cilindri — cu o putere $P_n = 14{,}7$ kW, la o turație $n = 1500$ rot/min — antrenează un generator de 13,2 kW și un compresor cu 2 cilindri de 8,9 kW, conform figurii 195. Să se determine momentele de torsiune de calcul pentru cuplajele intermitente cu fricțiune, care leagă motorul de cele două mașini pe care le antrenează 14 ore pe zi, cu o frecvență de cuplare > 160/oră.

306 Să se determine forța necesară de cuplare — la un cuplaj intermitent cu fricțiune, cu patru suprafețe de frecare ($D_e = 150$ mm și $D_i = 100$ mm) — astfel încît cuplajul să transmită un moment capabil, stabilit din condiția rezistenței discurilor la presiunea de strivire. Cuplajul funcționează cu ungere, pe discurile conducătoare fiind aplicat un strat de textolit; discurile conduse sînt executate din oțel.

307 Pentru pornirea unei prese cu genunchi se folosește un cuplaj multidisc cu acționare pneumatică (fig. 196). Momentul de accelerare are valoarea $M_a = 4000$ daN · m, iar momentul de torsiune capabil — $M_{t\,cap} = 4800$ daN · m. Turația arborelui cuplajului este $n = 350$ rot/min, iar momentul de inerție redus la arborele cuplajului $GD^2 = 2480$ daN · m²; timpul de accelerare nu trebuie să depășească $t_a = 0{,}9$ s. Să se stabilească dacă cuplajul a fost bine ales, știind că momentul nominal de torsiune al motorului electric este $M_{tn} = 1300$ daN · m. Presa funcționează 16 ore pe zi, numărul cuplărilor pe oră fiind mai mare de 160.

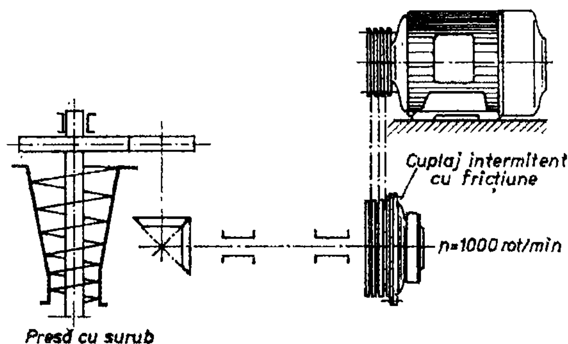


Fig. 196

308 La un cuplaj conic, cu fricțiune — care funcționează fără ungere — se cunosc: $D_e = 150$ mm, $D_i = 135$ mm și $F_c = 100$ daN. Să se stabilească materialele care trebuie folosite pentru suprafețele de frecare. Ce moment poate transmite cuplajul în aceste condiții? Diametrul capetelor de arbori pe care sînt montate semicuplajele: $d = 35$ mm.

309 Un cuplaj *Conax* 62 WN, mărimea 20/25 (v. tabelul AI-50), poate transmite un moment $M_{tc} = 250$ daN · m. Să se determine dimensiunile principalelor elemente ale cuplajului, considerînd că segmenții de fricțiune sînt executați din pulberi metalice.

310 Un cuplaj de siguranță — cu știfturi de forfecare — are dispuse, pe un diametru $D_0 = 150$ mm, patru știfturi cu $d_1 = 5$ mm. Știind că materialul din care sînt executate este OL 50 ($\sigma_r = 7500$ daN/cm²), iar coeficientul de siguranță $K_s = 2{,}35$, să se determine momentul nominal la semicuplajul conducător ($\gamma = 0{,}85$).

311 Transmisia unei nave este echipată cu un cuplaj limitativ, cu fricțiune, multidisc (fig. 197), care este montat într-o roată dințată. Cunoscîndu-se că transmisia este acționată de un motor diesel cu 12 cilindri, care dezvoltă o putere de $P_n = 736$ kW, la $n = 800$ rot/min, se cere să

se dimensioneze cuplajul limitativ. Roata dințată, montată pe arborele de intrare, are diametrul $D_{d1} = 600$ mm; raportul de transmitere este $i = 2,1$ ($\mu = 0,08$, $p_a = 20$ daN/cm²).

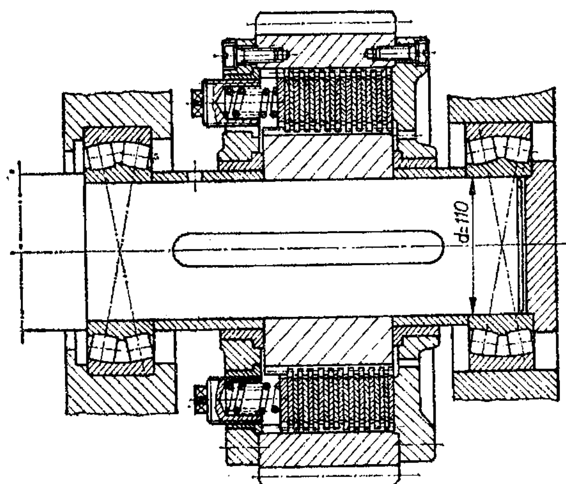


Fig. 197

312 La un cuplaj de siguranță, cu fricțiune, conic se cunosc: $D_e = 187$ mm, $\alpha = 20°$, $\psi = 0,2$, materialul semicuplajelor Fc 20. Știind că acest cuplaj funcționează fără ungere ($\mu = 0,15$, $p_a = 2$ daN/cm²), să se calculeze: lungimea suprafeței de contact b, momentul de torsiune limită $M_{t\,lim}$ pe care îl transmite, forța F_{arc} la care cuplajul începe să patineze.

313 Legătura dintre o roată dințată cilindrică și arborele pe care este montată se realizează prin intermediul unui cuplaj de siguranță cu bile și canale trapezoidale (v. fig. 190). Momentul de torsiune limită ce trebuie să-l transmită cuplajul este $M_{t\,lim} = 9000$ daN · cm. Se cunosc: $D_0 = 200$ mm, $d_b = 15,875$ mm, $z = 16$, $h = 2$ mm și $\alpha = 35°$. Să se determine: momentul de torsiune nominal din transmisie ($K_s = 2$); forța de precomprimare a arcurilor periferice ($\mu = 0,08$); rigiditatea și săgeata inițială, de montaj, a arcurilor din condiția ca momentul de torsiune limită să fie $M_{t\,lim} = 1,2\ M_{tc}$; rezistența efectivă la solicitarea de contact a bilelor ($\sigma_{ak} = 50000$ daN/cm²).

314 Să se dimensioneze și să se aleagă tipo-dimensiunea cuplajului unisens — cu corpuri de blocare — montat între motorul electric de acționare și motorul diesel, la un stand de încercare (fig. 198). Se cunosc: motorul diesel are 4 cilindri și dezvoltă o putere de $P_n = 44$ kW, la turația $n = 1200$ rot/min, corpurile de blocare avînd raza de prelucrare a suprafețelor în contact $r_1 = r_2 = 10$ mm.

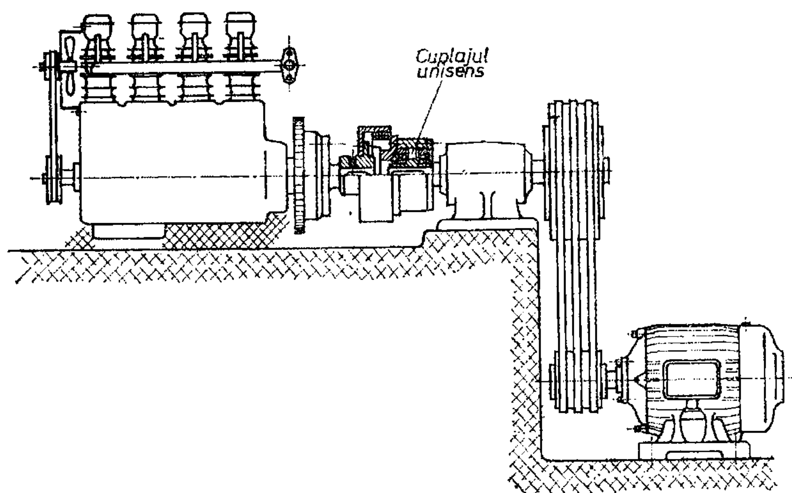


Fig. 198

315 Un cuplaj unisens, cu role de blocare (fig. 199), este montat în transmisia unui strung carusel. Știind că motorul electric de acționare, de tip ASI 132 S 38-4, are o putere de $P_n = 5{,}5$ kW, la $n = 1440$ rot/min, se cere să se dimensioneze cuplajul respectiv. Raportul de transmitere al transmisiei dintre motor și cuplaj este $i = 3{,}25$. Diametrul arborelui pe care se montează cuplajul este $d = 35$ mm.

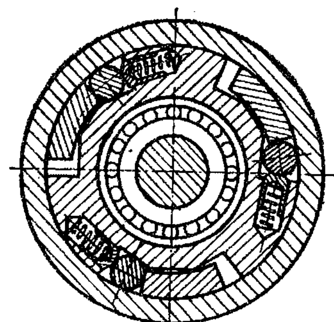


Fig. 199

18

TRANSMISII PRIN CURELE

Transmisia prin curele este o transmisie prin fricțiune, la care puterea se transmite — de la un arbore la celălalt — prin intermediul unui element flexibil — cureaua — și al roților de curea, conducătoare și condusă.

NOTAȚII FOLOSITE

A — distanța dintre axe;
A_c — secțiunea curelei;
b, B — lățimea curelei, respectiv a roții de curea;
c (c_f, c_L, c_β, c_0, c_t, c_v, c_z) — coeficientul de corecție (de funcționare, de lungime, de înfășurare, de construcție, de tensionare, de viteză, al numărului de curele);
D_1 (D_{p1}), D_2 (D_{p2}), D_0 (D_{p0}) — diametrul (primitiv) al roții motoare (mici), al roții conduse (mari), respectiv al rolei de întindere;
D_m, D_{pm} — diametrul mediu, respectiv diametrul primitiv mediu al roților de curea;
F — forța periferică transmisă;
f — frecvența încovoierilor curelei;
G, G_0 — greutatea montată la dispozitivul de întindere, respectiv greutatea rolei de întindere;
h — grosimea curelei;
i — raportul de transmitere;
K_1, K_2 — coeficienți experimentali;
K_r, K_z, K_t — coeficientul de regim, al numărului de dinți în angrenare, respectiv de tensionare, pentru curelele late dințate;
L, L_p — lungimea, respectiv lungimea primitivă a curelei;
n_1, n_2 — turația arborelui motor, respectiv condus;
P — puterea necesară la mașina antrenată (puterea efectivă la ieșirea din transmisie);
P_c, P_0 — puterea de calcul (puterea la intrarea în transmisie), respectiv puterea nominală transmisă de o curea;
P_1 — puterea nominală transmisă de cureaua lată dințată pe un țol lățime;
S_a — forța pe arbore necesară întinderii curelei la montare;

S_0 — forța inițială — la montaj — din curele;
S_1, S_2 — forța din ramura conducătoare, respectiv din ramura condusă;
v — viteza curelei;
x — numărul de roți ale transmisiei;
z' — numărul de dinți în angrenare cu cureaua lată dințată;
z, z_0 — numărul de curele, respectiv numărul de curele preliminar;
z_1, z_2 — numărul de dinți ai roților, la transmisiile cu curele late dințate;
β, γ — unghi de înfășurare, respectiv unghiul dintre ramurile curelei;
ξ — coeficientul de alunecare elastică;
φ_{opt} — coeficientul de tracțiune optim;
μ — coeficientul de frecare;
η — randamentul transmisiei prin curele;
σ_0, σ_{ua} — efortul unitar inițial, respectiv rezistența utilă admisibilă;
X, Y — cota de modificare a distanței dintre axe A, necesară întinderii, respectiv montării curelei.

RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

Relațiile și recomandările necesare pentru calcul parametrilor transmisiilor prin curele late sînt prezentate în tabelul 61. În acest tabel, este prezentată cea mai uzitată — în practica de proiectare — metodă de calcul a curelelor late.

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul parametrilor transmisiilor prin curele trapezoidale — conform metodicii indicate în STAS 1163-71 — sînt redate în tabelul 62.

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul parametrilor transmisiilor prin curele late dințate, sînt prezentate în tabelul 63 [23].

316 Compresorul din figura 200 este acționat printr-o curea lată (clasică), din piele. Să se dimensioneze transmisia respectivă folosind datele indicate în figura 200.

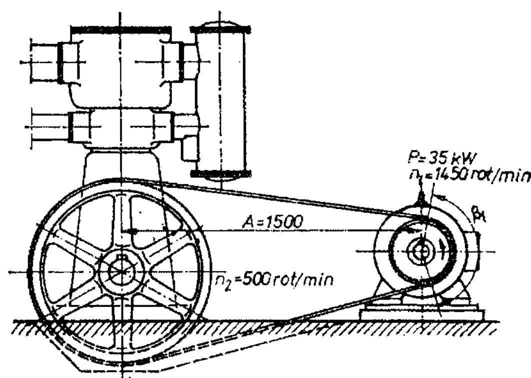


Fig. 200

Rezolvare:

Se determină diametrul roții motoare:

$$D_1 \geqslant (900 \ldots 1100)\sqrt[3]{\frac{P_c}{n_1}} = (900 \ldots 1100)\sqrt[3]{\frac{35}{1450}} = 260 \ldots 318 \text{ mm};$$

Tabelul 61

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul parametrilor transmisiilor prin curele late*) [12, 23]

Parametrul calculat sau ales	Relațiile de calcul. Recomandări: Arbori paraleli, ramuri deschise, două roți de curea	Relațiile de calcul. Recomandări: Arbori paraleli cu rolă de întindere
Puterea de calcul, P_c	$P_c = Pc_f/\eta$; $\eta = 0,95$; c_f din STAS 1163-71	
Diametrul roții motoare, D_1	$D_1 \geqslant (900\ldots1100)\sqrt[3]{\frac{P_c}{n_1}}$; Se rotunjește la o valoare standardizată, conform STAS 6011-73	
Diametrul roții conduse, D_2	$D_2 = \frac{n_1}{n_2}(1-\xi)$; $\xi = 1\ldots2\%$; Se rotunjește la o valoare standardizată, conform STAS 6011-73	Diametrul rolei de întindere $D_0 = (1,0\ldots1,5)D_1$
Diametrul mediu al roților de curea, D_m	$D_m = \frac{D_1 + D_2}{2}$	
Raportul de transmitere, i	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{1}{1-\xi}$	
Tipul de curea	Se alege în prealabil, conform STAS 5917-71 și STAS 1815-69	
Viteza curelei, v	$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} < v_{max}$, v_{max}, conform tabelului AI-57	
Distanța dintre axe, A	Se adoptă în limitele $0,75\,(D_1+D_2) \leqslant A \leqslant 2\,(D_1+D_2)$	$A \geqslant 2\,(D_2 - D_1)$
Lungimea curelei, L	$L = 2A + \pi D_m + \frac{(D_2-D_1)^2}{4A}$, lungimi nestandardizate	Se calculează conform geometriei transmisiei
Unghiul de înfășurare, β_1	$\beta_a = \pi - 2\arcsin\frac{D_2 - D_1}{2A} \geqslant \beta_a$; $\beta_a = 120°$, curele clasice; $\beta_a = 90°$, curele compuse (compound)	

*) Se consideră ca date inițiale ale problemei: P ; n_1 ; n_2 și regimul de funcționare al transmisiei (tipul mașinii motoare și antrenate, numărul de schimburi, regimul dinamic etc.)

Parametrul calculat sau ales	Relațiile de calcul. Recomandări	
	Arbori paraleli, ramuri deschise, două roți de curea	Arbori paraleli cu rolă de întindere
Coeficientul de corecție, c	$c = c_0 c_t c_\beta c_v$	$c = c_0 c_t c_\beta$
	c_0 — din tabelul AI-58, c_t — din tabelul AI-59, c_β — din tabelul AI-60, c_v — din tabelul AI-61	
Coeficientul optim de tracțiune φ_{opt}	$\varphi_{opt} = K_1 - K_2 \left(\frac{h}{D}\right)_{max}$, K_1 și K_2 conform tabelului AI-62; $\left(\frac{h}{D}\right)_{max}$ din tabelul AI-57	
Rezistența utilă admisă, σ_{ua}	$\sigma_{ua} = 2 c \varphi_{opt} \sigma_0$; $\sigma_0 \leqslant 16...20$ daN/cm²	
Forța periferică transmisă, F	$F = 10^2 \frac{P_c}{v}$, daN	
Forța maximă din ramura conducătoare, S_1	$S_1 = 1{,}25\, F \frac{e^{\mu\beta_1}}{e^{\mu\beta_1} - 1}$; μ — din tabelul AI-57; coeficientul 1,25 ține seama de solicitarea datorată forței centrifuge	
Secțiunea necesară a curelei, A_c	$A_c = \frac{S_1}{\sigma_{ua}}$	
Lățimea curelei, b	$b = \frac{A_c}{\left(\frac{h}{D}\right)_{max} D_1}$, se rotunjește la o valoare imediat superioară conform STAS 5917-71 și STAS 1815-69	
Grosimea curelei, h	$h = A_c/b$ se verifică conform STAS 5917-71 și STAS 1815-69	
Frecvența încovoierilor curelei, f	$f = 2 \cdot 10^3 \frac{v}{L} \leqslant f_{max}$	$f = x\, 10^3 \frac{v}{L} \leqslant f_{max}$
	f_{max} din tabelul AI-57	
Forța din ramura condusă, S_2	$S_2 = \frac{1{,}25\, F}{e^{\mu\beta_1} - 1}$, cu valoarea calculată se dimensionează mecanismul de întindere	
Forța inițială (la montaj) din curea, S_0	$S_0 = A_c \sigma_0$	

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul parametrilor transmisiilor prin curele trapezoidale*) (după STAS 1163-71)

Parametrul calculat sau ales	Relațiile de calcul, **)Recomandări
Puterea de calcul P_c	$P_c = P/\eta$; se recomandă $\eta = 0{,}95$
Raportul de transmitere i	$i = n_1/n_2$; se recomandă $i \leqslant 10$ La transmisiile multiplicatoare — la care $n_1 < n_2$ se consideră $i = n_2/n_1 > 1$
Profilul (tipul) curelei	Se alege preliminar conform nomogramelor, din STAS 1163-71
Diametrul primitiv al roții mici D_{p1}	Se alege constructiv, în funcție de tipul curelei, conform prescripțiilor STAS 1162-67. În cazul în care nu există limitări din punct de vedere constructiv, D_{p1}se alege cît mai mic, conform STAS 1162-67
Diametrul primitiv al roții mari D_{p2}	$D_{p2} = iD_{p1}$, se neglijează alunecarea elastică a curelei
Diametrul primitiv mediu al roților de curea D_{pm}	$D_{pm} = \dfrac{D_{p1} + D_{p2}}{2}$
Diametrul primitiv al rolei de întindere D_{p0}	$D_{p0} = (1\ldots1{,}5)D_{p1}$
Distanța dintre axe, A	Se alege preliminar $0{,}75\,(D_{p1} + D_{p2}) \leqslant A \leqslant 2\,(D_{p1} + D_{p2})$
Unghiul dintre ramurile curelei, γ***)	$\gamma = 2 \arcsin \dfrac{D_{p2} - D_{p1}}{2A}$
Unghiul de înfășurare la roata mică de curea, β_1	$\beta_1 = 180° - \gamma$
Unghiul de înfășurare la roata mare de curea, β_2	$\beta_2 = 180° + \gamma$
Lungimea primitivă a curelei, L_p	Pentru $\beta_1 \geqslant 110°$ $L_p = 2A + \pi D_{pm} + \dfrac{(D_{p2} - D_{p1})^2}{4A}$ Pentru $\beta_1 < 110°$ $L_p = 2A\sin\dfrac{\beta_1}{2} + \dfrac{\pi}{360}(\beta_1 D_{p1} + \beta_2 D_{p2})$. Lungimea primitivă a curelei se rotunjește la valoarea standardizată cea mai apropiată (STAS 1164-71 și 7192-65)

*) Se consideră ca date inițiale ale problemei: P; n_1; n_2 și regimul de funcționare al transmisiei (tipul mașinii motoare și antrenate, numărul de schimburi, regimul dinamic etc.).

**) Pentru arbori paraleli, două roți de curea.

***) La transmisii cu mai mult de două roți de curea sau rolă de întindere, unghiurile γ, β_1 și β_2 și lungimea primitivă L_p se determină din calculele corespunzătoare geometriei transmisiei.

Parametrul calculat sau ales	Relațiile de calcul. Recomandări
Distanța dintre axe, A	Se calculează definitiv $A = 0{,}25\,[(L_p-\pi D_{pm}) + \sqrt{(L_p-\pi D_{pm})^2 - 2\,(D_{p2}-D_{p1})^2}]$, relație valabilă pentru $\beta_1 \geqslant 110°$. Pentru $\beta_1 < 110°$, distanța dintre axe se determină din calcule, corepunzătoare geometriei transmisiei.
Viteza periferică a curelei, v	$v = \dfrac{\pi D_{p1} n_1}{60 \cdot 1000} \leqslant v_{max}$, v_{max} din tabelul AI-57
Coeficientul de funcționare, c_f	Conform tabelului 3, din STAS 1163-71 (vezi tabelul AI-63)
Coeficientul de lungime, c_L	Conform tabelului 4, din STAS 1163-71
Coeficientul de înfășurare, c_β	Conform tabelului 5, din STAS 1163-71 (vezi tabelul AI-60)
Puterea nominală transmisă de o curea, P_0	Pentru curelele trapezoidale clasice, conform tabelelor 7... ...13, din STAS 1163-71. Pentru curelele trapezoidale înguste, conform tabelelor 14...18, din STAS 1163-71
Numărul de curele preliminar, z_0	$z_0 = \dfrac{c_f P_c}{c_L c_\beta P_0}$
Numărul definitiv de curele, z	$z = \dfrac{z_0}{c_z}$; c_z din tabelul 6, STAS 1163-71. Se recomandă $z \leqslant 8$, în cazuri excepționale se admite $z \leqslant 12$
Numărul de roți din transmisie, x	Rezultă constructiv (inclusiv roata de întindere)
Frecvența încovoierilor curelei, f	$f = 10^3\, x\, \dfrac{v}{L_p} \leqslant f_{max}$; f_{max} conform tabelului AI-57
Forța periferică transmisă, F	$F = 10^2\, \dfrac{P_c}{v}$, daN
Forța — pe arbore — necesară întinderii curelei, la montare, S_a	$S_a = (1{,}5...2)F$
Limitele de reglaj ale distanței dintre axe	între $+4\%L_p$ și $-2\%L_p$

Tabelul 63

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul parametrilor transmisiilor prin curele late dințate *)[23]

Parametrul calculat sau ales	Relațiile de calcul**). Recomandări
Coeficientul de regim K_r ***)	Conform tabelelor AI-64... AI-66
Puterea de calcul P_c****)	$P_c = K_r P$, în CP; 1kW = 1,36 CP
Tipul de curea și profilul dintelui	Conform nomogramei din fig. AI-19 și tabelul AI-67
Diametrul primitiv D_{p1} și numărul de dinți z_1	Conform tabelului AI-68; $D_{p\,min} \approx 16$ mm
Numărul de dinți la roata mare z_2	$z_2 = iz_1$ Se rotunjește z_2 la un număr întreg
Diametrul primitiv al roții mari D_{p2}	$D_{p2} = \frac{z_2}{z_1} D_{p1}$
Viteza curelei, v.	$v = \frac{\pi D_{p1} n_1}{60 \cdot 1000}$ [m/s] $v_{max} \leqslant 80$ m/s; $n_{max} \leqslant 10\,000$ rot/min
Distanța preliminară dintre axe, A_p	Se adoptă după necesitățile practice sau în limitele: $0{,}75\,(D_{p1} + D_{p2}) \leqslant A_p \leqslant 2\,(D_{p1} + D_{p2})$. Pentru $A_p \geqslant 8D_{p1}$, se vor prevedea ambele roți cu reborduri
Lungimea primitivă a curelei, L_p	$L_p \approx 2A_p + \frac{\pi}{2}(D_{p1} + D_{p2}) + \frac{(D_{p2} - D_{p1})^2}{4A_p}$, și se rotunjește la un număr întreg de pași.
Distanța efectivă dintre axe, A	$A = 0{,}25\,[(L_p - \pi D_m) + \sqrt{(L_p - \pi D_m)^2 - 2\,(D_{p2} - D_{p1})^2}]$, unde: $D_m = \frac{D_{p1} + D_{p2}}{2}$
Puterea nominală transmisă de curea pe 1 țol lățime, P_1	Conform tabelelor AI-69...AI-73
Unghiul de înfășurare la roata mică, β_1	$\beta_1 = \pi - 2\arcsin \frac{D_{p2} - D_{p1}}{2A}$
Numărul de dinți în angrenare, z'	$z' = \frac{\beta_1 z_1}{360°}$
Coeficientul numărului de dinți în angrenare, K_z	Conform tabelului AI-74
Lățimea aproximativă a curelei, b'	$b' = \frac{25{,}4\,P_c}{K_z P_1}$ [mm]
Coeficientul de tensionare, K_t	Conform tabelului AI-75
Lățimea curelei, b	$b = K_t b'$ [mm]. Se rotunjește la o valoare superioară.

*) Se consideră ca date inițiale ale problemei: P; n_1; n_2 și regimul de funcționare al transmisiei (tipul mașinii motoare și antrenate, numărul de schimburi, regimul dinamic etc.).

**) Pentru arbori paraleli, două roți de curea.

***) În cazul în care transmisia este amplificatoare ($i < 1$), la valoarea coeficientului K_r din tabelul AI-64 se adună valorile indicate în tabelul AI-66. Pentru funcționare fără întrerupere sau a folosirii unei role de întindere se adună 0,2 la valoarea lui K_r. Pentru funcționare cu întreruperi frecvente sau numai ocazional se scade 0,2 din valoarea lui K_r.

****) Ținînd seama că fabricile producătoare de curele late dințate utilizează în exclusivitate unitățile inch, și cai putere se admit și aici aceste unități.

se adoptă, conform STAS 6011-73, diametrul $D_1 = 315$ mm, determinîndu-se diametrul roții conduse:

$$D_2 = \frac{n_1}{n_2} D_1 (1 - \xi) = \frac{1450}{500} \cdot 315 \cdot 0{,}98 = 895 \text{ mm},$$

unde: $\xi = 2\% = 0{,}02$, din tabelul 61. Conform STAS 6011-73 se adoptă $D_2 = 900$ mm.

Diametrul mediu al roților de curea

$$D_m = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{315 + 900}{2} = 607{,}5 \text{ mm}.$$

Viteza curelei

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}14 \cdot 315 \cdot 1450}{60 \cdot 1000} = 24 \text{ m/s} < v_{max} = 40 \text{ m/s},$$

$v_{max} = 40$ m/s, din tabelul AI-57.

Lungimea necesară a curelei se determină cu relația:

$$L = 2A + \pi D_m + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} = 2 \cdot 1500 + 3{,}14 \cdot 607{,}5 +$$

$$+ \frac{(900 - 315)^2}{4 \cdot 1500} = 4965 \text{ mm}.$$

Unghiul de înfășurare la roata mică:

$$\beta_1 = \pi - 2 \arcsin \frac{D_2 - D_1}{2A} = 180° - 2 \arcsin \frac{900 - 315}{2 \cdot 1500} = 157°30' > \beta_a,$$

unde: $\beta_a = 120°$, din tabelul 61.

Coeficientul de corecție este:

$$c = c_0 c_t c_\beta c_v = 1 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}9175 \cdot 0{,}81 = 0{,}594,$$

în care: $c_0 = 1$ (tabelul AI-58); $c_t = 0{,}8$ (tabelul AI-59); $c_\beta = 0{,}9175$ (tabelul AI-60); $c_v = 0{,}81$ (tabelul AI-61).

Coeficientul de tracțiune optim

$$\varphi_{opt} = K_1 - K_2 \left(\frac{h}{D}\right)_{max} = 0{,}81 - 8{,}35 \frac{1}{25} = 0{,}476,$$

unde : $K_1 = 0{,}81$ și $K_2 = 8{,}35$ (v. tabelul AI-62) ; $\left(\frac{h}{D}\right)_{max} = \frac{1}{25}$ (v. tabelul AI-57).

Se calculează rezistența utilă admisă :

$$\sigma_{ua} = 2c\varphi_{opt}\sigma_0 = 2 \cdot 0{,}594 \cdot 0{,}476 \cdot 18 = 10{,}2 \text{ daN/cm}^2,$$

unde : $\sigma_0 = 18$ daN/cm² (v. tabelul 61).

Forța periferică transmisă

$$F = 10^2 \frac{P_c}{v} = 10^2 \frac{35}{24} = 145{,}5 \text{ daN},$$

forța maximă din ramura conducătoare fiind :

$$S_1 = 1{,}25F \frac{e^{\mu\beta_1}}{e^{\mu\beta_1} - 1} = 1{,}25 \cdot 145{,}5 \frac{3{,}95}{2{,}95} = 243 \text{ daN},$$

unde : $\mu = 0{,}22 + 0{,}012v = 0{,}22 + 0{,}012 \cdot 24 = 0{,}5$ (v. tabelul AI-57) ;

$$\beta_1 = \frac{157{,}5}{180} \cdot 3{,}14 = 2{,}75 \text{ rad} ; \; e^{\mu\beta_1} = e^{0{,}5 \cdot 2{,}75} = e^{1{,}375} = 3{,}95.$$

Se determină secțiunea necesară a curelei :

$$A_c = \frac{S_1}{\sigma_{ua}} = \frac{243}{10{,}2} = 24{,}08 \text{ cm}^2,$$

obținîndu-se dimensiunile secțiunii :

$$b = \frac{A_c}{\left(\frac{h}{D}\right)_{max} D_1} = \frac{24{,}08}{\frac{1}{25} \cdot 31{,}5} = 18{,}9 \text{ cm} = 189 \text{ mm} ;$$

se alege conform STAS 615-58 și STAS 5917-71, $b = 200$ mm. În acest caz

$$= \frac{A_c}{b} = \frac{24{,}08}{20} = 1{,}204 \text{ cm} = 12{,}04 \text{ mm},$$

dimensiunea obținută încadrîndu-se în limitele indicate (10...14 mm) în STAS 5917-71.

Se verifică frecvența încovoierilor curelei

$$f = 2 \cdot 10^3 \frac{v}{L} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 24}{4965} = 9{,}6 \text{ Hz} < f_{max} = 10 \text{ Hz},$$

$f_{max} = 10$ Hz (v. tabelul AI-57).

Forța care acționează asupra arborilor, la montaj:

$$S_a = 2A_c\,\sigma_0 \cos\gamma = 2 \cdot 24{,}08 \cdot 18 \cdot 0{,}924 = 800 \text{ daN},$$

unde:

$$\gamma = 2 \text{ arc sin } \frac{D_2 - D_1}{2A} = 2 \text{ arc sin } \frac{900 - 315}{2 \cdot 1500} = 22°30'.$$

317 Motorul din figura 201 acționează un generator electric prin intermediul unei curele late, flexibile, din piele. Cunoscîndu-se elementele indicate în figură, să se dimensioneze transmisia respectivă.

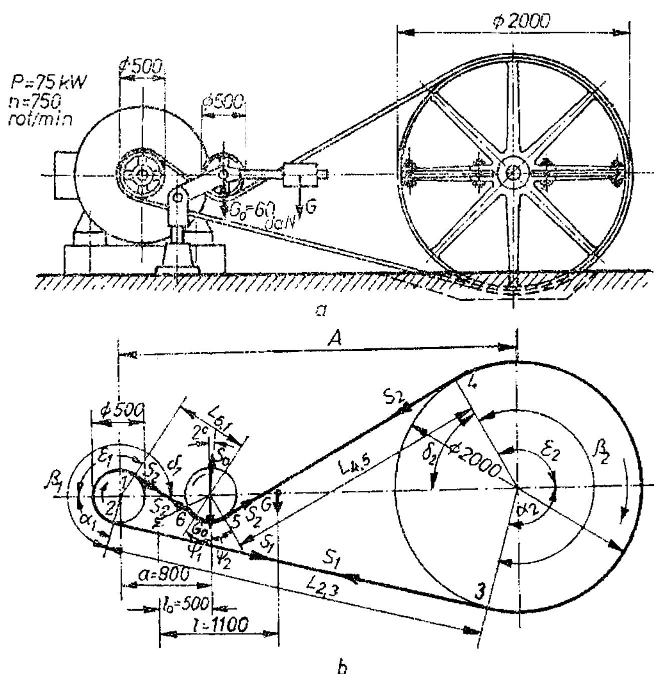


Fig. 201

Rezolvare:

Distanța dintre axe

$$A \geqslant 2\,(D_2 - D_1) = 2\,(2000 - 500) = 3000 \text{ mm}.$$

Se determină unghiurile (fig. 201, *b*), după cum urmează:

$$\cos\alpha_1 = \frac{D_2 - D_1}{2A} = \frac{2000 - 500}{2 \cdot 3000} = 0{,}25\,; \quad \alpha_1 = 75°30'\,;$$

$\alpha_2 = \pi - \alpha_1 = 180° - 75°30'\,;\ \alpha_2 = 104°30'\,;$

$$\cos\delta_1 = \frac{D_1 + D_0}{2a} = \frac{500 + 500}{2 \cdot 800} = 0{,}625\,; \ \delta_1 = 51°20'\,;$$

$$\cos\delta_2 = \frac{D_2 + D_0}{2(A - a)} = \frac{2000 + 500}{2\,(3000 - 800)} = 0{,}568\,; \quad \delta_2 = 55°25'\,;$$

$$\psi_1 = \frac{\pi}{2} - \delta_1 = 90° - 51°20'\,; \ \psi_1 = 38°40'\,;$$

$$\varphi_2 = \frac{\pi}{2} - \delta_2 = 90° - 55°25'\,; \quad \psi_2 = 34°35'\,;$$

$$\varepsilon_1 = \pi - \delta_1 = 180° - 51°20'\,; \ \varepsilon_1 = 128°40'\,; \ \varepsilon_2 = \pi - \delta_2 = 180° - 55°25'\,; \ \varepsilon_2 = 124°35'\,;$$

$$\beta_1 = \alpha_1 + \varepsilon_1 = 75°30' + 128°40'\,; \ \ \beta_1 = 204° > \beta_a = 120° \ \text{(v. tabelul 61)}\,;$$

$$\beta_2 = \alpha_2 + \varepsilon_2 = 104°30' + 124°35'\,; \ \beta_2 = 229°.$$

Viteza curelei :

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}14 \cdot 500 \cdot 750}{60 \cdot 1000} = 19{,}65 \ \text{m/s} < v_{max} = 40 \ \text{m/s},$$

$v_{max} = 40$ m/s, din tabelul AI-57.

Coeficientul de corecție

$$c = c_0 c_t c_\beta = 1 \cdot 1{,}25 \cdot 1{,}12 = 1{,}4,$$

unde : $c_0 = 1$ (v. tabelul AI-58) ; $c_t = 1{,}25$ (v. tabelul AI-59) ; $c_\beta = 1{,}12$ (v. tabelul AI-60).

Rezistența utilă admisă :

$$\sigma_{ua} = 2c\varphi_{opt}\sigma_0 = 2 \cdot 1{,}4 \cdot 0{,}53 \cdot 20 = 29{,}7 \ \text{daN/cm}^2,$$

unde : $\varphi_{opt} = K_1 - K_2 \left(\frac{h}{D}\right)_{max} = 0{,}9 - 9{,}27 \frac{1}{25} = 0{,}53$; $K_1 = 0{,}9$ și $K_2 = 9{,}27$ (v. tabelul AI-62) ; $\left(\frac{h}{D}\right)_{max} = \frac{1}{25}$ (v. tabelul AI-57) ; $\sigma_0 = 20$ daN/cm² (v. tabelul 61).

Forța periferică transmisă se calculează cu relația :

$$F = 10^2 \frac{P_c}{v} = 100 \frac{75}{19{,}65} = 382 \ \text{daN},$$

iar forța din ramura conducătoare :

$$S_1 = 1{,}25\,F \frac{e^{\mu\beta_1}}{e^{\mu\beta_1} - 1} = \frac{1{,}25 \cdot 382 \cdot 5{,}08}{5{,}08 - 1} = 595 \ \text{daN},$$

unde : $\mu = 0,22 + 0,012v = 0,22 + 0,012 \cdot 19,65 = 0,456$ (v. tabelul AI-57); $e^{\mu\beta_1} = e^{0,456 \cdot 3,56} = 5,08$.

Se determină secţiunea necesară a curelei

$$A_c = \frac{S_1}{\sigma_{ua}} = \frac{595}{29,7} = 20 \text{ cm}^2,$$

stabilindu-se, apoi, dimensiunile secţiunii

$$b = \frac{A_c}{\left(\frac{h}{D}\right)_{max} D_1} = \frac{20}{\frac{1}{25} \cdot 50} = 10 \text{ cm} = 100 \text{ mm};$$

se majorează această valoare pentru a putea încadra secţiunea în dimensiunile normalizate (v. STAS 5917-71), adoptîndu-se $b = 140$ mm :

$$h = \frac{A_c}{b} = \frac{20}{14} = 1,42 \text{ cm} = 14,2 \text{ mm}.$$

Lungimea curelei este suma distanţelor (pe fibra medie) dintre punctele *1...6...1* pe traseul curelei. Considerînd $h' = \frac{h}{2} = \frac{14,2}{2} \approx$ ≈ 7 mm, distanţele dintre punctele respective sînt :

$$L_{1-2} = \beta_1 \left(\frac{D_1}{2} + h'\right) = 3,56 \left(\frac{500}{2} + 7\right) = 914 \text{ mm};$$

$$L_{2-3} = A \sin \alpha_1 = 3000 \cdot 0,968 \approx 2900 \text{ mm};$$

$$L_{3-4} = \beta_2 \left(\frac{D_2}{2} + h'\right) = 4 \left(\frac{2000}{2} + 7\right) = 4028 \text{ mm};$$

$$L_{4-5} = \text{tg}\, \delta_2 \left(\frac{D_2}{2} + \frac{D_0}{2} + h\right) = 1,46 \left(\frac{2000}{2} + \frac{500}{2} + 14\right) = 1845 \text{ mm};$$

$$L_{5-6} = (\psi_1 + \psi_2)\left(\frac{D_0}{2} + h'\right) = 1,28 \left(\frac{500}{2} + 7\right) = 328 \text{ mm};$$

$$L_{6-1} = \text{tg}\, \delta_1 \left(\frac{D_1}{2} + \frac{D_0}{2} + h\right) = 1,25 \left(\frac{500}{2} + \frac{500}{2} + 14\right) = 642 \text{ mm};$$

$$L = L_{1-2} + L_{2-3} + L_{3-4} + L_{4-5} + L_{5-6} + L_{6-1} = 914 + 2900 + 4028 + 1845 + 328 + 642 \approx 10657 \text{ mm}.$$

Se verifică frecvența încovoierilor curelei:

$$f = 10^3 x \frac{v}{L} = 10^3 \cdot 3 \frac{19{,}65}{10657} = 5{,}5\text{Hz} < f_{max} = 10 \text{ Hz}$$

$f_{max} = 10$ Hz (v. tabelul AI-57).

Forța în ramura condusă:

$$S_2 = \frac{1{,}25F}{e^{\mu\beta_1}-1} = \frac{1{,}25 \cdot 382}{5{,}08 - 1} = 117 \text{ daN}.$$

Din condiția de echilibru a mecanismului de întindere se obține:

$$G = l_0 \frac{2\cos\alpha\, S_2 \cos 2° - G_0}{L} = 500 \frac{2 \cdot 0{,}596 \cdot 117 \cdot 0{,}999 - 60}{1100} = 36 \text{ daN},$$

unde:

$$\alpha = 90° - \frac{\psi_1 - \psi_2}{2} = 90° - \frac{38°40' + 34°35'}{2} = 53°25'.$$

318 Pentru acționarea unui transportor cu bandă (fig. 202) — folosit pentru transportarea produselor la o fabrică de confecții — se întrebuințează un motor de curent continuu, cuplat cu un reductor melcat, cu raportul de transmitere $i_r = 14$ și randamentul $\eta_r = 0{,}75$. Știind că transportorul funcționează în trei schimburi, să se dimensioneze transmisia prin curele trapezoidale care acționează roata conducătoare a benzii, folosind datele constructive din figura 202. Să se stabilească forța cu care trebuie deplasat — pe orizontală — arborele roții de curea, pentru a realiza întinderea necesară a curelei — la montaj — precum și cursa care trebuie asigurată sistemului de întindere a curelei.

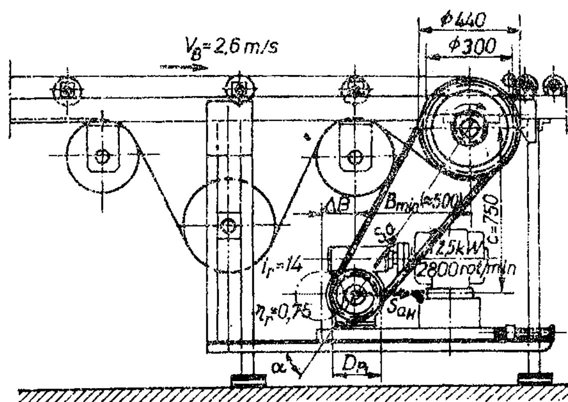


Fig. 202

Rezolvare:

Turația roții mici de curea

$$n_1 = \frac{n}{i_r} = \frac{2800}{14} = 200 \text{ rot/min},$$

iar turaţia roţii mari de curea

$$n_2 = \frac{60\, v_B}{D_e\, \pi} = \frac{60 \cdot 260}{44 \cdot 3{,}14} = 113 \text{ rot/min.}$$

Raportul de transmitere al transmisiei prin curele

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{200}{113} = 1{,}77,$$

obţinîndu-se diametrul primitiv al roţii mici de curea

$$D_{p1} = \frac{D_{p2}}{i} = \frac{300}{1{,}77} = 170 \text{ mm.}$$

Conform nomogramelor din STAS 1163-71 se alege profilul curelei : SPA.

Diametrul primitiv mediu al roţilor de curea va fi :

$$D_{pm} = \frac{D_{p1} + D_{p2}}{2} = \frac{170 + 300}{2} = 235 \text{ mm.}$$

Distanţa dintre axe, preliminară, rezultă din datele constructive (v. fig. 202) :

$$A = \sqrt{B_{min}^2 + C^2} = \sqrt{500^2 + 750^2} \approx 900 \text{ mm.}$$

Se calculează lungimea primitivă a curelei :

$$L_p = 2A + \pi D_{pm} + \frac{(D_{p2} - D_{p1})^2}{4A} = 2 \cdot 900 + 3{,}14 \cdot 235 \frac{(300 - 170)^2}{4 \cdot 900} = 2543 \text{ mm,}$$

alegîndu-se o lungime primitivă $L_p = 2500$ mm, conform STAS 7192-65.

Se efectuează calculul de definitivare a distanţei dintre axe :

$$A = 0{,}25 \left[(L_p - \pi D_{pm}) + \sqrt{(L_p - \pi D_{pm})^2 - 2(D_{p2} - D_{p1})^2}\right] =$$

$$= 0{,}25 \left[(2500 - 3{,}14 \cdot 235) + \sqrt{(2500 - 3{,}14 \cdot 235)^2 - 2\,(300 - 170)^2}\right] = 878 \text{ mm.}$$

Unghiul de înfăşurare la roata mică de curea

$$\beta_1 = 180° - \gamma = 180° - 8°30' = 171°30' > \beta_a = 110°,$$

unde : $\gamma = 2 \text{ arc sin} \frac{D_{p2} - D_{p1}}{2A} = 2 \text{ arc sin} \frac{300 - 170}{2 \cdot 878} = 8°30'$; $\beta_a = 110°$ v. tabelul 62).

Viteza periferică a curelei se determină cu relaţia

$$v = v_B \frac{D_{p2}}{D_e} = 2,6 \frac{300}{440} = 1,78 \text{ m/s} < v_{max} = 40 \text{ m/s}, \text{ (v. STAS 1163-71).}$$

Numărul de curele, preliminar, este

$$z_0 = \frac{c_f P_c \eta_r}{c_L c_\beta P_0} = \frac{1,6 \cdot 2,5 \cdot 0,75}{1 \cdot 0,983 \cdot 1,277} = 2,38,$$

unde : $c_f = 1,6$; $c_L = 1$, $c_\beta = 0,983$; $P_0 = 1,277$ kW (v. STAS 1163-71), iar numărul definitiv de curele

$$z = \frac{z_0}{c_z} = \frac{2,38}{0,95} = 2,505,$$

unde : $c_z = 0,95$ (v. STAS 1163-71); se adoptă $z = 3$ curele.

Frecvenţa încovoierilor curelei

$$f = 10^3 x \frac{v}{L_p} = \frac{1000 \cdot 2 \cdot 1,78}{2500} = 1,425 \text{ Hz} < f_{max} = 40 \text{ Hz}$$ (v. STAS 1163-71).

Forţa periferică transmisă rezultă din relaţia

$$F = 10^2 \frac{P_c \eta_r}{v} = \frac{100 \cdot 2,5 \cdot 0,75}{1,78} = 107 \text{ daN},$$

iar forţa pe arbore, necesară întinderii curelei, la montaj

$$S_a = (1,5 \ldots 2) F = (1,5 \ldots 2)\, 107 = (160 \ldots 214) \text{ daN}.$$

Componenta orizontală a acestei forţe, S_{aH} (v. fig. 202) se determină cu relaţia

$$S_{aH} = S_a \cos \alpha \approx 200 \frac{500}{878} \approx 114 \text{ daN},$$

unde : $S_a = 200$ daN.

Limitele de reglaj ale distanţei dintre axe fiind (v. tabelul 62): $+4\% L_p = +100$ mm şi $-2\% L_p = -50$ mm, se determină variaţia poziţiei grupului de antrenare :

$B = \sqrt{A^2 - C^2} = \sqrt{878^2 - 750^2} = 456$ mm; $B_{min} = \sqrt{828^2 - 750^2} = 350$ mm;

$B_{max} = \sqrt{978^2 - 750^2} = 627$ mm; $\Delta B = B_{max} - B_{min} = 627 - 350 = 277$ mm.

319 Să se dimensioneze transmisia prin curele trapezoidale cu care se acționează turbina unui motor cu ardere internă, cunoscîndu-se elementele indicate în figura 203. Transmisia funcționează 15 ore din 24 ore.

Rezolvare :

Pentru acționarea turbinei care absoarbe 4,5 kW este necesară o putere

$$P_c = \frac{P}{\eta} = \frac{4,5}{0,95} = 4,75 \text{ kW},$$

η fiind randamentul transmisiei prin curele, ales preliminar ($\eta = 0,95$).

Raportul de transmitere

$$i = \frac{D_{p1}}{D_{p2}} = \frac{310}{125} = 2,48.$$

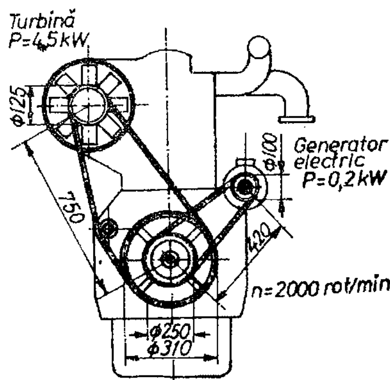


Fig. 203

Diametrul primitiv mediu al roților de curea

$$D_{pm} = \frac{D_{p1} + D_{p2}}{2} = \frac{310 + 125}{2} = \frac{435}{2} = 217,5 \text{ mm}.$$

Unghiul de înfășurare la roata mică de curea

$$\beta = 180° - \gamma = 180° - 14°10' = 165°50' > 110° \text{ (v. tabelul 62)},$$

unde :

$$\gamma = 2 \text{ arc sin } \frac{D_{p1} - D_{p2}}{2A} = 2 \text{ arc sin } \frac{310 - 125}{2 \cdot 750} = 14°10'.$$

Lungimea primitivă a curelei

$$L_p = 2A + \pi D_{pm} + \frac{(D_{p1} - D_{p2})^2}{4A} = 2 \cdot 750 + 3,14 \cdot 217,5 + \frac{(310 - 125)^2}{4 \cdot 750} = 2194 \text{ mm};$$

se alege o curea cu profil SPZ și $L_p = 2500$ mm (v. STAS 7192-65).

Viteza periferică a curelei

$$v = \frac{\pi D_{p1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 310 \cdot 2000}{60 \cdot 1000} = 32,4 \text{ m/s} < v_{max},$$

$v_{max} = 40$ m/s (v. STAS 1163-71).

Numărul de curele, preliminar

$$z_0 = \frac{c_f P_c}{c_L c_\beta P_0} = \frac{1,1 \cdot 4,75}{1,07 \cdot 0,96 \cdot 7,1} = 0,71,$$

unde: $c_f = 1,1$; $c_L = 1,07$; $c_\beta = 0,965$; $P_0 = 7,1$ kW (v. STAS 1163-71).

Numărul definitiv de curele

$$z = \frac{z_0}{c_z} = \frac{0,71}{1} = 0,71,$$

unde: $c_z = 1$ (v. STAS 1163—71); se adoptă $z = 1$ curea.

Frecvența încovoierilor curelei:

$$f = 10^3 x \frac{v}{L_p} = \frac{1000 \cdot 3 \cdot 32,4}{2500} = 38,9 \text{ Hz} < f_{max} = 40 \text{ Hz},$$

$f_{max} = 40$ Hz (v. STAS 1163-71).

Forța periferică transmisă este:

$$F = 10^2 \frac{P_c}{v} = \frac{100 \cdot 4,75}{32,4} = 14,6 \text{ daN},$$

iar forța necesară pentru întinderea curelei, la montaj

$$S_a = (1,5\ldots2)F = (1,5\ldots2)\ 14,6 = 22\ldots29 \text{ daN}.$$

320 Să se calculeze transmisia prin curele late dințate dintre un motor electric monofazat — cu moment mare de demarare — și un transportor elicoidal care funcționează fără întrerupere, dacă puterea de transmis este $P = 9$ CP $\approx 12,2$ kW, $n_1 = 1750$ rot/min, $n_2 = 875$ rot/min, iar $A \approx 300$ mm.

Rezolvare:

Se determină coeficientul de regim K_r (v. tabelele 63 și AI-64... AI-66):

$$K_r = 2,0 + 0 + 0,2 = 2,2;$$

se adaugă 0,2 întrucît transmisia funcționează fără întrerupere (v. tabelul 63).

Puterea de calcul

$$P_c = K_r P = 2,2 \cdot 9 = 19,8 \text{ CP}.$$

Din nomograma din fig. AI-19 rezultă tipul de curea: curea lată dințată cu pasul de 1/2″. Diametrul primitiv D_{p1} și numărul de dinți z_1 (v. tabelul AI-68) se adoptă:

$$D_{p1} = 72,771 \text{ mm}; \ z_1 = 18.$$

Numărul de dinţi ai roţii mari

$$z_2 = \frac{n_1}{n_2} z_1 = \frac{1750}{875} 18 = 36.$$

Diametrul primitiv al roţii mari

$$D_{p2} = \frac{z_2}{z_1} D_{p1} = \frac{36}{18} \cdot 72{,}771 = 145{,}542 \text{ mm}.$$

Se calculează viteza curelei

$$v = \frac{\pi D_{p1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}14 \cdot 72{,}771 \cdot 1750}{60 \cdot 1000} = 6{,}67 \text{ m/s} < v_{max} = 80 \text{ m/s}.$$

Se determină lungimea primitivă a curelei, considerînd $A_p = 300$ mm :

$$L_p = 2A_p + \frac{\pi}{2}(D_{p1} + D_{p2}) + \frac{(D_{p2} - D_{p1})^2}{4A_p} = 2 \cdot 300 +$$

$$+ \frac{3{,}14}{2}(72{,}771 + 145{,}542) + \frac{(145{,}542 - 72{,}771)^2}{4 \cdot 300} = 947{,}16 \text{ mm},$$

$L_p \approx 74{,}57$ paşi. Se rotunjeşte la 75 paşi şi se obţine

$$L_p = 75 \cdot 12{,}7 = 952{,}50 \text{ mm}.$$

Distanţa efectivă dintre axe

$$A = 0{,}25 \left[(L_p - \pi D_{pm}) + \sqrt{(L_p - \pi D_{pm})^2 - 2(D_{p2} - D_{p1})^2}\right] = 0{,}25 \left[(952{,}5 -\right.$$

$$\left.- 3{,}14 \cdot 109{,}15) + \sqrt{(952{,}5 - 3{,}14 \cdot 109{,}15)^2 - 2(145{,}542 - 72{,}771)^2}\right] = 302{,}69 \text{ mm}.$$

Prin urmare, $A = 302{,}69$ mm.

Puterea nominală transmisă de curea pe 1 ţol lăţime (v. tabelul AI-71) :

$$P_1 = 5{,}51 \text{ CP}.$$

Unghiul de înfăşurare la roata mică este

$$\beta_1 = \pi - 2 \arcsin \frac{D_{p2} - D_{p1}}{2A} = 180° - 2 \arcsin \frac{145{,}542 - 72{,}771}{2 \cdot 302{,}69} = 166°10',$$

obținîndu-se numărul de dinți în angrenare

$$z' = \frac{\beta_1 z_1}{360°} = \frac{166° 10' \cdot 18}{360} = 8,30.$$

Lățimea aproximativă a curelei

$$b' = \frac{25,4\ P_c}{K_z\ P_1} = \frac{25,4 \cdot 19,8}{1,00 \cdot 5,51} \approx 91 \text{ mm},$$

unde : $K_z = 1,00$ (v. tabelul AI-74).

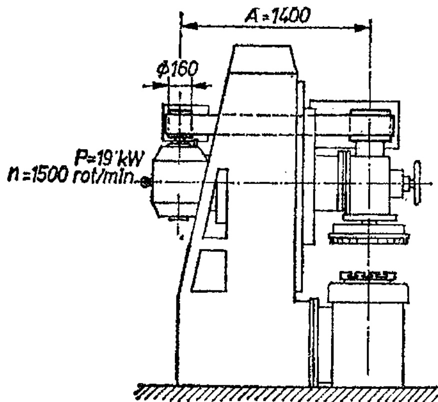


Fig. 204

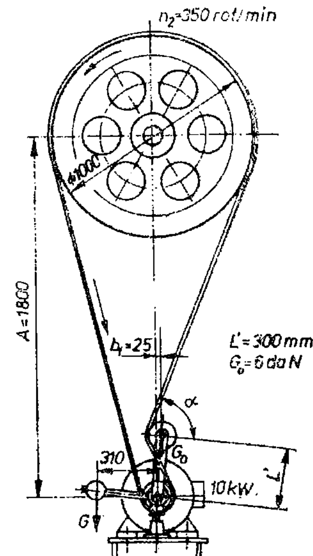


Fig. 205

Lățimea curelei se calculează cu relația

$$b = K_t b' = 1,0 \cdot 91 = 91 \text{ mm},$$

în care : $K_t = 1,0$ (v. tabelul AI-75).

321 La transmisia prin curea lată, de la o mașină de rectificat, se cunosc, în afara elementelor indicate în figura 204 : diametrul mediu al roților de curea $D_m = 237,5$ mm, raportul de transmitere $i = 2$, coeficientul de corecție $c = 0,764$, lungimea necesară a curelei $L = 3550$ mm. Să se determine secțiunea necesară ($b \times h$) a curelei, forța necesară pentru întinderea curelei, la montaj, S_a și să se verifice frecvența încovoierilor curelei. Se consideră $\sigma_0 = 18$ daN/cm².

322 La transmisia prin curea lată, din figura 205, se cunosc următoarele date : $P_c=10$ kW, $i = 8$, $D_2 = 1000$ mm, $n_2 = 350$ rot/min, $A = 1800$ mm, $L=5300$ mm, precum şi dimensiunile referitoare la sistemul de întindere. Să se dimensioneze cureaua necesară — din cauciuc, cu inserţie de bumbac — şi să se determine mărimea contragreutăţii necesare.

323 O transmisie prin curele trapezoidale antrenează un compresor cu piston (fig. 206) de la un electromotor de curent continuu. Să se determine puterea transmisă cu patru curele tip A sau cu două curele tip SPZ, cunoscînd : $D_{p1} = 90$ mm, $D_{p2} = 360$ mm ; $L_p = 2500$ mm ; $n_1 = 2800$ rot/min ; instalaţia funcţionează două schimburi.

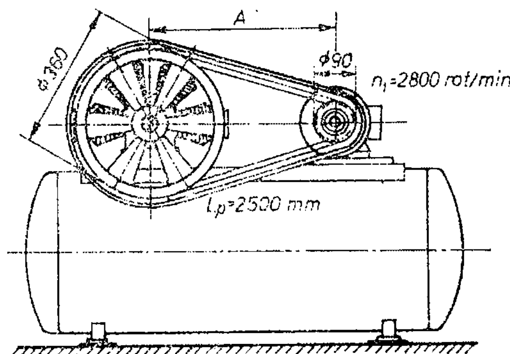


Fig. 206

324 Care va fi numărul necesar de curele, la o transmisie prin curele trapezoidale, tip A, la care se cunosc : $D_{p1} = 90$ mm ; $i = 1{,}5$; $A_{preliminar} = 500$ mm ; $P_c = 3$ kW ; $n_1 = 2500$ rot/min. Transmisia funcţionează în trei schimburi, antrenînd un concasor de la un electromotor asincron, cu moment normal de pornire.

325 Cîte curele trapezoidale înguste, de tip SPA, pot înlocui o transmisie prin curele trapezoidale clasice, de tip B, la care se cunosc : $z=4$; $n_1 = 2800$ rot/min ; $D_{p1} = 125$ mm ; $D_{p2} = 150$ mm ; $L_p = 1400$ mm ? Condiţiile de funcţionare sînt identice.

326 Să se dimensioneze transmisia prin curele trapezoidale care antrenează generatorul electric al unui motor cu ardere internă, cunoscîndu-se elementele indicate în figura 203. Transmisia funcţionează 2 schimburi, zilnic.

327 Compresorul din figura 200 este acţionat de un motor electric trifazat prin intermediul unei transmisii cu curea lată dinţată. Să se dimensioneze transmisia respectivă — folosind datele indicate — pentru o funcţionare continuă în trei schimburi.

328 Să se verifice dacă o transmisie cu curea lată dinţată dintre un motor electric sincron cu moment de torsiune mare şi un strung paralel — care funcţionează cu întreruperi frecvente — poate să transmită

o putere $P = 16$ CP, cunoscînd: $z_1 = 24$, $z_2 = 72$, $n_1 = 1000$ rot/min, $p = 7/8'' = 22{,}225$ mm, $A \approx 500$ mm, $b = 102$ mm.

329 Să se verifice dacă transmisia prin curele trapezoidale — tip SPZ — cu $z=2$, $P_c = 1{,}5$ kW, $n_1 = 1200$ rot/min, $D_{p1} = 75$ mm, $D_{p2} = 140$ mm, $L_p = 800$ mm, poate antrena — de la un electromotor de curent continuu — un transportor cu lanț, care funcționează în două schimburi.

19

ROŢI CU FRICŢIUNE. VARIATOARE

Roţile cu fricţiune şi variatoarele sînt mecanisme care transmit mişcarea de rotaţie prin intermediul forţelor de frecare care apar pe suprafeţele corpurilor de rostogolire.

În funcţie de raportul de transmitere realizat, transmisiile prin fricţiune pot fi cu *raport constant* (roţi cu fricţiune), sau cu *raport variabil continuu* (variatoare de turaţie).

NOTAŢII FOLOSITE

Pentru roţile cu fricţiune :

A — distanţa dintre axele roţilor cu fricţiune;
B — lungimea liniei de contact (lăţimea roţilor, în cazul roţilor cilindrice);
c — coeficientul de siguranţă la alunecare;
D_1, D_2 — diametrele de rostogolire ale roţilor cu fricţiune; la roţile cu caneluri circulare, corespund diametrelor medii; la roţile cu fricţiune conice, corespund diametrelor maxime;
D_{m1}, D_{m2} — diametrele medii de rostogolire ale roţilor cu fricţiune, conice;
E_1, E_2 — modulele de elasticitate longitudinale ale materialelor roţilor cu fricţiune *1* şi, respectiv, *2*;
E_{red} — modulul de elasticitate redus;
F_n — forţa normală la suprafeţele de frecare;
h — înălţimea profilului canelurilor roţilor cu fricţiune, cu caneluri circulare;
i — raportul de transmitere;
L — lungimea generatoarei conurilor de rostogolire;
M_{t1} — momentul de torsiune la arborele de intrare (conducător);
n_1 — turaţia arborelui conducător;
P — puterea de transmis;
R_1, R_2 — razele de rostogolire ale roţilor cu fricţiune cilindrice şi, respectiv, razele de rostogolire maxime ale roţilor cu fricţiune conice;
z — numărul canelurilor roţilor cu fricţiune cu caneluri circulare;
Q — forţa de apăsare a corpurilor de rostogolire;
α — semiunghiul de profil al canelurilor roţilor cu caneluri circulare;
δ_1, δ_2 — semiunghiurile conurilor de rostogolire ale roţilor cu fricţiune conice;

ψ_A, ψ_L — coeficienții de lățime pentru roțile cu fricțiune cilindrice și, respectiv, conice;
σ_k, σ_{ak} — efortul unitar efectiv de contact și, respectiv, rezistența admisibilă la contact;
μ — coeficientul de frecare de alunecare.

Pentru variatoare :

a — baza mare a secțiunii curelei trapezoidale;
A_c — aria secțiunii curelei trapezoidale, la variatorul cu conuri deplasabile și curea trapezoidală normală;
B — lungimea liniei de contact a corpurilor de rostogolire;
c — coeficientul de siguranță la alunecare;
D — diametrul exterior al porțiunii canelate a arborelui intermediar, la variatorul multidisc;
D_1 — diametrul rolei conducătoare, la variatoarele cu contact direct;
d_{max}, d_{min} — diametrele de contact limită, la variatoarele cu conuri deplasabile;
E_{red} (E) — modulul de elasticitate, redus;
E_1, E_2, E_3 — modulele de elasticitate ale materialelor corpurilor de rostogolire *1*, *2* și *3*;
F_n — forța normală dintre corpurile de rostogolire;
$F_{t\,max}$, $F_{t\,min}$ — forțele tangențiale limită dintre corpurile de rostogolire, respectiv dintre curea (sau inelul rigid) și unul din conurile deplasabile;
G — gama de reglare a turației;
h — înălțimea profilului curelei trapezoidale; înălțimea penei paralele, de la variatorul multidisc;
i — raportul de transmitere;
i_a — raportul de transmitere al transmisiei cu roți dințate, de la variatorul multidisc;
m — modulul roților dințate, de la variatorul multidisc;
M_{t1} — momentul de torsiune la intrare;
n_1 — turația de intrare;
n_{2max}, n_{2min} — turațiile limită ale corpului de rostogolire condus (turațiile la ieșire);
P — puterea la intrare;
p — numărul arborilor intermediari de la variatorul multidisc; numărul bilelor de la variatorul sferic sau al rolelor de la variatorul toroidal;
r_{b1}, r_{b2} — razele de contact limită ale bilei de la variatorul sferic;
r — raza cercului de dispunere a bilelor dispozitivului de apăsare cu bile;
z_1, z_{int} — numărul de dinți ai roții montate pe arborele de intrare, respectiv numărul de dinți ai roții montate pe arborele intermediar (variatorul multidisc);
z — numărul de discuri montate pe un arbore intermediar (variatorul multidisc);

α — unghiul conului de fricțiune (variatorul conic și cel cu conuri deplasabile și inel rigid) sau unghiul de profil al curelei trapezoidale (variatorul cu conuri deplasabile și curea trapezoidală normală);

α_1, α_2 — unghiurile limită de dispunere a rolei intermediare de la variatorul toroidal;

β_{min} — unghiul de înfășurare minim al curelei, la variatorul cu conuri deplasabile și curea;

γ — unghiul generatoarei discului conic (variatorul multidisc);

δ_1 — jocul minim dintre arborele intermediar și discurile de fricțiune conduse ale variatorului multidisc;

δ_2 — diferența dintre raza de contact maximă și raza exterioară a discurilor de fricțiune conice (variatorul multidisc);

δ_3 — distanța dintre discurile conice și pana montată pe arborele condus al variatorului multidisc;

δ_4 — distanța dintre discurile conice și carcasa variatorului multidisc;

η — randamentul variatorului;

η_a — randamentul transmisiei cu roți dințate de la variatorul multidisc;

ψ_D — coeficientul de lățime a rolei variatorului frontal și conic;

ρ_1, ρ_2, ρ_3, ρ_{red} — razele de curbură ale corpurilor de rostogolire, respectiv raza de curbură redusă;

σ_k, σ_{ak} efortul unitar efectiv, respectiv rezistența admisibilă la solicitarea de contact;

σ_0 — efortul unitar, rezultat în urma întinderii curelei la montaj (variatorul cu conuri deplasabile și curea);

τ_{at} — efortul unitar admisibil, convențional, pentru calculul de predimensionare al arborilor;

θ — semiunghiul rolei de la variatorul toroidal;

μ — coeficientul de frecare.

RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

Pentru transmisiile prin fricțiune cu raport de transmitere constant, din condiția de rezistență la solicitarea de contact — relația lui Hertz — se determină distanța dintre axe (pentru roțile cu fricțiune cilindrice și pentru roțile cu caneluri circulare) sau lungimea generatoarei conului de rostogolire (pentru roțile cu fricțiune conice); relațiile de calcul sînt date în tabelul 64.

Pentru transmisiile prin fricțiune cu raport de transmitere variabil (variatoare), razele suprafețelor de rostogolire sînt variabile; variabil este și momentul de torsiune la ieșire. Calculul de rezistență trebuie efectuat în punctul de contact în care raza de curbură redusă este minimă și deci eforturile sînt maxime. Relațiile de calcul și recomandările necesare sînt indicate în tabelele 65 ... 70.

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul transmisiilor cu roți cu fricțiune [18, 21, 24, 37]

Tipul transmisiei și schema de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Cu roți cilindrice	$\sigma_k = 130 \sqrt{\frac{P}{n_1 A^2} \frac{cE_{red}}{\mu B} \frac{(i+1)^3}{i}} \leqslant \sigma_{ak}$; $A = (i+1) \sqrt[3]{\left(\frac{130}{\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{cE_{red}}{\mu \psi_A} \frac{P}{in_1}}$; $P = \frac{A^3}{(i+1)^3} \frac{\mu \psi_A}{cE_{red}} in_1 \left(\frac{\sigma_{ak}}{130}\right)^2$; $E_{red} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$; E_1 și E_2 — din tabelul AII-18; μ — din tabelul AI-76; $c = 1,2 \ldots 3$; $\psi_A = 0,2 \ldots 0,4$; σ_{ak} — din tabelul AII-19; $B = \psi_A A$; $R_1 = \frac{A}{i+1}$; $R_2 = iR_1$; $Q = F_n = \frac{c}{\mu} \frac{M_{t1}}{R_1}$.
Cu roți cu canaluri circulare	$\sigma_k = 162 (i+1)^2 \sqrt{\frac{P}{n_1 A^3} \frac{cE_{red}}{\mu z} \frac{1}{i}} \leqslant \sigma_{ak}$; $A = (i+1) \sqrt[3]{\left(\frac{162}{\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{cE_{red}}{\mu z} \frac{P}{in_1} (i+1)}$; $P = \frac{A^3}{(i+1)^4} \frac{\mu z}{cE_{red}} in_1 \left(\frac{\sigma_{ak}}{162}\right)^2$; $E_{red} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$; E_1 și E_2 — din tabelul AII-18; μ — din tabelul AI-76; $c = 1,2 \ldots 3$; σ_{ak} — din tabelul AII-19; $z < 5$; $D_1 = \frac{2A}{i+1}$; $D_2 = iD_1$; $F_n = \frac{c}{\mu} \frac{M_{t1}}{2zR_1}$; $Q = 2zF_n \sin \alpha$. *Se recomandă:* $h = 0,08 R_1$; $2\alpha = 30°$; $g = 3$ mm, pentru roți din oțel; $g = 5$ mm, pentru roți din fontă.

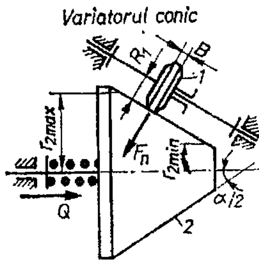
Tabelul 64 (continuare)

Tipul transmisiei și schema de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Cu roți conice	$\sigma_k = 130\sqrt{\frac{P}{n_1}\,\frac{cE_{red}}{\mu B}\,\frac{(i^2+1)^{3/2}}{i\,(L-0{,}5\;B)^2}} \leqslant \sigma_{ak}$; $L = \sqrt{i^2+1}\,\sqrt[3]{\left(\frac{130}{\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{cE_{red}}{\mu\psi_L}\,\frac{P}{in_1}\,\frac{1}{(1-0{,}5\psi_L)^2}}$; $P = \left(\frac{\sigma_{ak}}{130}\right)^2 n_1 \frac{\mu B}{cE_{red}}\,\frac{i\,(L-0{,}5B)^2}{(i^2+1)^{3/2}}$; $E_{red} = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$; E_1 și E_2 — din tabelul AII-18; μ — din tabelul AI-76; c — 1,2...3; ψ_L = 0,25...0,3; σ_{ak} — din tabelul AII-19; $\delta_1 = \text{arc tg}\,\frac{1}{i}$; $\delta_2 = 90° - \delta_1$; $B = \psi_L L$; $D_1 = 2L\sin\delta_1$; $D_2 = iD_1$; $D_{m1} = D_1\frac{L-0{,}5B}{L}$; $D_{m2} = iD_{m1}$; $F_n = \frac{c}{\mu}\,\frac{2M_{t1}}{D_{m1}}$; $Q_1 = F_n\sin\delta_1$; $Q_2 = F_n\sin\delta_2$.

Tabelul 65

Relațiile și metodica de calcul a variatoarelor cu contact direct [4, 16, 18, 36, 37, 40]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Efortul unitar efectiv de contact sau raza rolei conducătoare σ_k, în daN/cm² sau R_1, în cm *Variatorul frontal*	$\sigma_k = 130\sqrt{\frac{P}{n_1R_1^2}\,\frac{cE_{red}}{\mu B}} \leqslant \sigma_{ak}$; $R_1 = \sqrt[3]{\left(\frac{130}{\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{cE_{red}}{\mu\psi_D}\,\frac{P}{n_1}}$; P și n_1 — date de proiectare; $E_{red} = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$; E_1 și E_2 — din tabelul AII-18; c — din tabelul 64; μ — din tabelul AI-76; σ_{ak} — din tabelul AII-19; ψ_D = 0,03...0,05.

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Lățimea rolei conducătoare B, în cm	$B = \psi_D D_1$; $D_1 = 2R_1$.
Razele de contact limită ale discului condus $r_{2\,min}$ și $r_{2\,max}$, în cm	$r_{2min} = 0{,}4R_1$; $r_{2max} = Gr_{2min}$; $G = \frac{i_{max}}{i_{min}} = 3\ldots6$.
Forța de apăsare necesară Q, în daN	$Q = F_n = \frac{c}{\mu} \cdot \frac{M_{t1}}{R_1}$; $M_{t1} = 95500 \frac{P}{n_1}$.
Rapoartele de transmitere limită i_{max} și i_{min}	$i_{max} = \frac{r_{2max}}{R_1}$; $i_{min} = \frac{r_{2min}}{R_1}$.
Efortul unitar efectiv de contact sau raza rolei conducătoare σ_k, în daN/cm² sau R_1, în cm Variatorul conic  	$\sigma_k = 130 \sqrt{\frac{P}{n_1 R_1^2} \frac{cE_{red}}{\mu B} \frac{r_{2min} + R_1 \cos\alpha/2}{r_{2\,min}}} \leqslant \sigma_{ak}$; $R_1 = \sqrt[3]{\left(\frac{162}{\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{cE_{red}}{\mu\psi_D} \frac{P}{n_1}}$; P și n_1 — date de proiectare; $E_{red} = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$; E_1 și E_2 — din tabelul AII-18; c — din tabelul 64; μ — din tabelul AI-76; σ_{ak} — din tabelul AII-19; $\psi_D = 0{,}03\ldots0{,}05$; $\alpha = 60°$.
Lățimea rolei conducătoare B, în cm	$B = \psi_D D_1$; $D_1 = 2R_1$.
Razele de contact limită ale roții conice $r_{2\,min}$ și $r_{2\,max}$, în cm	$r_{2\,min} = 0{,}4\ R_1$; $r_{2\,max} = Gr_{2\,min}$; $G = 2\ldots3$ (indicată în temă).
Rapoartele de transmitere limită i_{max} și i_{min}	$i_{max} = \frac{r_{2\,max}}{R_1}$; $i_{min} = \frac{r_{2\,min}}{R_1}$.
Forța de apăsare necesară Q, în daN	$Q = F_n \sin\frac{\alpha}{2} = 95\,500 \frac{P}{n_1} \cdot \frac{c}{\mu R_1} \cdot \sin\frac{\alpha}{2}$.

Tabelul 66

Metodica de calcul a variatorului sferic [4, 14, 16, 18, 36, 37]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Rapoartele de transmitere limită i_{max} și i_{min}	$i_{max} = \frac{n_1}{n_{2\,min}}$; $i_{min} = \frac{n_1}{n_{2max}}$.
Gama de reglare a turației G	$G = \frac{i_{max}}{i_{min}} = \frac{n_{2\,max}}{n_{2\,min}}$. Se recomandă $G \leqslant 9$.
Raza bilei r_b, în cm	$2r_b \leqslant \frac{84830}{n_1}$ [40]. Se alege r_b conform STAS 5906-70
Distanța dintre axa conurilor și centrul bilei C, în cm	$C = (2{,}24\ldots2{,}26)r_b$.
Semiunghiul conurilor de rostogolire α, în grade	$\alpha = 40\ldots50°$.
Unghiul de înclinare al axei bilei față de poziția neutră ($i=1$) γ, în grade	$\mathrm{tg}\gamma_x = \frac{1}{\mathrm{tg}\alpha} \cdot \frac{1 - i_x}{1 + i_x}$; $\begin{cases} i_x > 1 \text{ pentru } \gamma_x < 0; \\ i_x < 1 \text{ pentru } \gamma_x > 0. \end{cases}$ Rezultă γ_{max} și γ_{min}.
Raportul de transmitere i_x	$i_x = \frac{\cos(\alpha + \gamma_x)}{\cos(\alpha - \gamma_x)}$; γ_x se ia cu semnul corespunzător.
Numărul maxim posibil de bile p_{max}	$p_{max} = \frac{180}{\arcsin \frac{r_b}{C}}$. Se adoptă o valoare întreagă, inferioară lui p_{max} ($p = 3\ldots6 \leqslant p_{max}$).

Elementul de calcul	Relaţiile de calcul. Recomandări
Raza de contact a conurilor R, în cm	$R = C - r_b \cos \alpha$.
Distanţa axială dintre punctele de contact ale celor două conuri b, în cm	$b = 2r_b \sin \alpha$.
Raza de curbură redusă minimă $\rho_{red\ min}$, în cm	$\rho_{red\ min} = \cfrac{1}{\cfrac{\cos\lvert\gamma_{max}\rvert}{R} + \cfrac{1}{r_b \cos(\alpha + \lvert\gamma_{max}\rvert)}}$.
Forţa normală admisibilă, din punctul de vedere al solicitării de contact $F_{n\ adm}$, în daN	$F_{n\ adm} = \dfrac{8\rho^2_{red\ min}\ \sigma^3_{ak}}{E^2}$; $\sigma_{ak} = 30\,000$ daN/cm² — pentru oţel de rulmenţi [36, 37]; E — din tabelul AII-18.
Forţa normală necesară transmiterii sarcinii date $F_{n\ nec}$, în daN	$F_{n\ nec} = \dfrac{cM_{t1}}{R\mu p}$; $M_{t1} = 95\,500\ \dfrac{P}{n_1}$; c — din tabelul 64; μ — din tabelul AI-76.
Condiţia de rezistenţă la solicitarea de contact	$F_{n\ nec} \leqslant F_{n\ adm}$. Dacă $F_{n\ nec} > F_{n\ adm}$, se majorează numărul bilelor, respectîndu-se condiţia $p < p_{max}$ şi se reia calculul pentru $F_{n\ nec}$. Dacă problema nu se poate rezolva, se măreşte dimensiunea C şi se reia calculul de la etapa respectivă.
Forţa axială de apăsare necesară Q_{nec}, în daN	$Q_{nec} = pF_{n\ nec} \sin \alpha$.

Tabelul 67

Metodica de calcul a variatorului toroidal [10, 16, 18, 36, 37]

Elementul de calcul	Relaţiile de calcul. Recomandări
Raza minimă de contact a talerelor r_{min}, în cm	**Se alege din tabelul AI-77.** $r_{1\ min} = r_{2\ min} = r_{min}$.

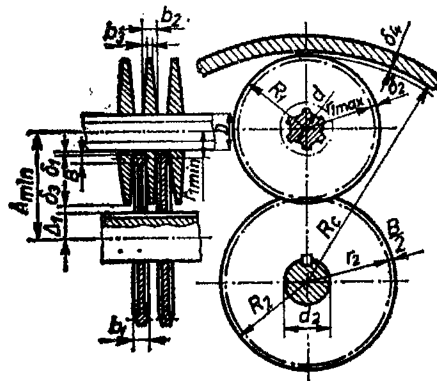
Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Raza de curbură a suprafeței active a talerelor R_0, în cm	Se alege din tabelul AI-77.
Raza rolei intermediare R_r, în cm	Se alege din tabelul AI-77.
Raza maximă de contact a talerelor r_{max}, în cm	$r_{max} = i\, r_{min} = \sqrt{G}\, r_{min}$; $G = 3 \ldots 8$; $r_{1\,max} = r_{2\,max} = r_{max}$.
Distanța de la axa de rotație a talerelor la articulația axei rolei intermediare H, în cm	$H \geqslant 1{,}25\, r_{max}$.
Turația maximă a arborelui de ieșire $n_{2\,max}$, în rot/min	$n_{2\,max} = n_1 \sqrt{G}$.
Turația minimă a arborelui de ieșire $n_{2\,min}$, în rot/min	$n_{2\,min} = \frac{n_1}{\sqrt{G}}$.
Turațiile limită ale rolei intermediare $n_{3\,max}$ și $n_{3\,min}$, în rot/min	$n_{3\,max} = \frac{r_{1\,max}}{R_r} n_1$; $n_{3\,min} = \frac{r_{1\,min}}{R_r} n_1$.
Forța tangențială maximă la talerul conducător $F_{t\,max1}$, în daN	$F_{t\,max\,1} = \frac{M_{t1}}{r_{1\,min}} = 95500 \frac{P}{n_1} \cdot \frac{1}{r_{1\,min}}$.
Forța normală maximă dintre talerul conducător și o rolă intermediară $F_{n\,max\,1}$, în daN	$F_{n\,max\,1} = \frac{c\,F_{t\,max\,1}}{p\mu}$; $p = 2 \ldots 4$; μ — din tabelul AI-76 ; c — din tabelul 64.
Forțele axiale necesare de apăsare a talerelor Q_1 și Q_2, în daN	$Q_1 = pF_{n\,max1} \sin\alpha_1$; $Q_2 = Q_1 \frac{r_{max}}{r_{min}}$; $\cos\alpha_1 = (H - r_{min})/R_0$.
Forța axială de apăsare la rola intermediară Q_3, în daN	$Q_3 = F_{n\,max1} \cos\theta + \frac{Q_2}{p \sin\alpha_2} \cos\theta$; $\cos\alpha_2 = (H - r_{max})/R_0$; $\sin\theta = \frac{R_r}{R_0}$.

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Efortul unitar efectiv maxim de contact $\sigma_{k\,max}$, în daN/cm²	$\sigma_{k\,max} = \sqrt{\frac{0{,}35\,F_{n\,max1}}{B\left(\frac{1}{E_1}+\frac{1}{E_3}\right)} \cdot \frac{r_{1\,min}+R_0}{r_{1\,min}R_0}} \leqslant \sigma_{ak}$; $B = (0{,}1\ldots0{,}2)r_{max}$; E_1 și E_3 — din tabelul AII-18; σ_{ak} — din tabelul AII-19.
Unghiul canalului dispozitivului de apăsare cu bile γ_0, în grade	$\text{tg}\,\gamma_0 = \frac{M_{t_2}}{Q_2 r}$; $M_{t_2} = M_{t1}i\eta = 95500\frac{P}{n_1}i\eta$; $\eta = 0{,}95\ldots0{,}96$; $i = \sqrt{G}$; r — se adoptă constructiv.

Tabelul 68

Metodica de calcul a variatorului multidisc [10, 16, 18]

Determinarea dimensiunilor discurilor de fricțiune



Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Momentul de torsiune la arborele de intrare M_{t1}, în daN·cm	$M_{t1} = 95500\,\frac{P}{n_1}$.
Momentul de torsiune la un arbore intermediar $M_{t\,int}$, în daN·cm	$M_{t\,int} = \frac{M_{t1}}{p}\,i_a\eta_a^2$; $i_a = z_{int}/z_1$; p — se alege 3 sau 5; $\eta_a = 0{,}96\ldots0{,}98$.

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Turația arborilor intermediari n_{int}, în rot/min	$n_{int} = \frac{n_1}{i_a}$.
Turația maximă a arborelui de ieșire n_{2max}, în rot/min	$n_{2\,max} = n_{2\,min}\,G$.
Rapoartele de transmitere limită dintre arborele intermediar și arborele de ieșire i_{max} și i_{min}	$i_{max} = \frac{n_{int}}{n_{2\,min}} = \frac{r_2}{r_{1\,min}}$; $i_{min} = \frac{n_{int}}{n_{2max}} = \frac{r_2}{r_{1max}}$.
Momentul de torsiune maxim la arborele de ieșire $M_{t2\,max}$, în daN · cm	$M_{t2\,max} = pM_{t\,int}\,i_{max}\,\eta$; $\eta = 0{,}95\ldots0{,}98$.
Diametrul interior al porțiunii canelate a arborelui intermediar d, în cm	$d = \sqrt[3]{\frac{M_{t\,int}}{0{,}2\tau_{at}}}$; $\tau_{at} = 150\ldots200$ daN/cm² (v. cap. 13). Din STAS 1769-68 se alege un arbore canelat standardizat, avînd diametrul exterior D.
Diametrul arborelui condus d_2, în cm	$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{t\,2max}}{0{,}2\tau_{at}}}$.
Dimensiunile secțiunii penei paralele montată pe arborele condus $b \times h$, în cm	Se aleg din STAS 1004-71, în funcție de d_2.
Raza de contact minimă a discurilor montate pe arborii intermediari (conice) r_{1min}, în cm	$r_{1min} = \frac{D}{2} + \delta_1 + \frac{B}{2} = (1{,}1\ldots1{,}35)\left(\frac{D}{2} + \delta_1\right)$; $\delta_1 = 2\ldots4$ mm.
Lungimea liniei de contact a discurilor B, în cm	$B = 2\left(r_{1min} - \frac{D}{2} - \delta_1\right) = \left(\frac{1}{4}\ldots\frac{1}{8}\right)r_{1min}$.
Raza de contact maximă a discurilor de fricțiune conice r_{1max}, în cm	$r_{1\,max} = r_{1\,min}\,G$
Raza exterioară a discurilor de fricțiune conice R_1, în cm	$R_1 = r_{1\,max} + \delta_2$; $\delta_2 = \frac{B}{2} + 1$ mm.

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Raza exterioară a discurilor de fricțiune conduse R_2, în cm	$R_2 = R_1 + \Delta_1 + \delta_3 - \left(\frac{D}{2} + \delta_1\right) = r_2 + \frac{B}{2}$; $\Delta_1 = \frac{d_2 + h}{2}$; $\delta_3 = 2 \ldots 4$ mm.
Raza medie de contact a discurilor conduse r_2, în cm	$r_2 = R_2 - \frac{B}{2}$.
Raza interioară a carcasei variatorului R_c, în cm	$R_c = r_2 + 2r_{1max} + \delta_2 + \delta_4$; $\delta_4 = 5 \ldots 10$ mm.
Grosimea minimă și maximă a discului conic b_2 și b_3, în cm	b_2 — se determină din condiția de rezistență la strivire a canelurilor discurilor conice ; $b_{3min} = 2$ mm.
Grosimea medie a discurilor conduse b_1, în cm	$b_1 = b_2 - b_3$.
Alegerea dimensiunilor roților dințate, care realizează legătura dintre arborele de intrare și cel intermediar	
Distanța minimă dintre axele roților montate pe arborii conducător și intermediar A_{min}, în cm	$A_{min} = R_2 + \frac{D}{2} + \delta_1$.
Diametrul cercului de divizare al roții montate pe arborele intermediar $D_{d\,int}$, în cm	$D_{d\,int} = mz_{int}$; m — se adoptă constructiv, urmînd să se verifice angrenajele la solicitările principale (v. cap. 20).

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Diametrul cercului de divizare al roții montate pe arborele conducător D_{d1}, în cm	$D_{d1} = \dfrac{D_{d\,int}}{i_a}$.
Jocul dintre vîrfurile dinților roților montate pe arborii conducător și intermediar, la apropierea maximă a celor doi arbori Δ, în cm	$\Delta = A_{min} - 2m - \dfrac{1}{2} D_{d\,int} - \dfrac{1}{2} D_{d1} =$ $= A_{min} - 2m - D_{d\,int} \cdot \dfrac{i_a + 1}{2i_a}$. $\Delta = (0{,}5\ldots1)$ cm. Dacă Δ rezultă prea mic, se modifică modulul.
Diametrul cercului de divizare al roții parazite D_{dp}, în cm	D_{dp} — se adoptă constructiv, multiplu de m.
Distanța dintre axa roții conducătoare și axa roții parazite A_2*), în cm	$A_2 = \dfrac{D_{d1} + D_{dp}}{2}$.
Distanța dintre axa roții parazite și axa roții montată pe arborele intermediar A_1, în cm*)	$A_1 = \dfrac{D_{d\,int} + D_{dp}}{2}$.
Numărul de dinți al roții parazite z_p	$z_p = \dfrac{D_{dp}}{m}$.
Calculul de verificare al discurilor de fricțiune, la solicitarea de contact	
Forța tangențială maximă, care acționează pe o pereche de discuri (corespunde apropierii maxime a discurilor) $F_{t\,max1}$, în daN	$F_{t\,max\,1} = \dfrac{M_{t\,int}}{2z r_{1min}}$. Se recomandă $z = 4$.

*) Distanțele dintre axe A_1 și A_2 trebuie astfel alese încît discurile de fricțiune să nu vină în contact cu axul roții parazite.

Elementul de calcul	Relaţiile de calcul. Recomandări
Forţa normală maximă $F_{n\,max1}$, în daN	$F_{n\,max1} = \frac{cF_{t\,max1}}{\mu}$; μ — din tabelul AI-72
Forţa axială totală de apăsare Q, în daN	$Q = pF_{n\,max\,1}\cos\gamma$; $\gamma = 2°\ldots4°$.
Efortul unitar efectiv de contact σ_k, în daN/cm²	$\sigma_k = 0{,}418\sqrt{\frac{F_{n\,max1}E}{B}\cdot\frac{\rho_1+\rho_2}{\rho_1\rho_2}} \leqslant \sigma_{ak}$; $\rho_1 = \rho_{1min} = \frac{r_{1min}}{\sin\gamma}$; $\rho_2 = \frac{r_2}{\sin\gamma}$; σ_{ak} — din tabelul AII-18.

Tabelul 69

Metodica de calcul a variatoarelor cu conuri deplasabile şi inel rigid [16, 18, 36, 37]

Elementul de calcul	Relaţiile de calcul. Recomandări
Gama de reglare a turaţiei G	$G = \frac{n_{2max}}{n_{2min}}$.
Turaţiile limită la arborele de ieşire n_{2max} şi n_{2min}, în rot/min	$n_{2\,max} = n_1\sqrt{G}$; $n_{2\,min} = \frac{n_1}{\sqrt{G}}$.

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Rapoartele de transmitere limită i_{max} și i_{min}	$i_{max} = \frac{n_1}{n_{2\,min}}$; $i_{min} = \frac{n_1}{n_{2\,max}}$.
Momentul de torsiune maxim la ieșire $M_{t2\,max}$, în daN · cm	$M_{t2max} = 95\,500 \frac{P}{n_{2\,min}} \eta$; $\eta = 0{,}8\ldots0{,}9$.
Diametrul arborelui de ieșire d_2, în cm	$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{t2\,max}}{0{,}2\,\tau_{at}}}$; $\tau_{at} = 150\ldots200$ daN/cm² (v. cap. 13).
Razele de contact limită ale conurilor r_{min} și r_{max}, în cm	$r_{min} \approx d_2$; $r_{max} \approx r_{min}\sqrt{G}$.
Diametrele limită ale conurilor D_2 și D_1, în cm	$D_2 = 2r_{max} + 15$ mm; $D_1 = 2r_{min} - 15$ mm.
Distanța dintre axe A, în cm	$A \approx 1{,}15\ D_2$.
Forța tangențială maximă $F_{t\,max}$, în daN	$F_{t\,max} = \frac{M_{t2\,max}}{r_{max}}$.
Forța normală maximă dintre inel și unul din conurile conduse $F_{n\,max}$, în daN	$F_{n\,max} = \frac{cF_{t\,max}}{2\mu}$; c — din tabelul 64; μ — din tabelul AI—76.
Forța axială de apăsare maximă Q_{max}, în daN	$Q_{max} = F_{n\,max} \sin\frac{\alpha}{2}$; $\alpha = 130°$.
Razele de curbură ale corpurilor de rostogolire (con și inel) ρ_1 și ρ_2, în cm	$\rho_1 = \frac{r_{min}}{\cos\frac{\alpha}{2}}$; $\rho_2 = \left(r_{min} + \frac{A}{2}\right)\frac{1}{\cos\alpha/2}$.

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Efortul unitar efectiv de contact sau lungimea liniei de contact dintre con și inel σ_k, în daN/cm² sau B, în cm	$\sigma_k = 0{,}418 \sqrt{\frac{F_{n\,max}}{B\rho_{red}} E_{red}} \leq \sigma_{ak}$; $B = \left(\frac{0{,}418}{\sigma_{ak}}\right)^2 \cdot \frac{F_{n\,max}}{\rho_{red}} E_{red}$; $\frac{1}{\rho_{red}} = \frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2}$; $E_{red} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$; E_1 și E_2 — din tabelul AII-18; σ_{ak} — din tabelul AII-19.
Deplasarea axială maximă a conului mobil x, în cm	$x = (r_{max} - r_{min})\mathrm{tg}\,\frac{180 - \alpha}{2}$.

Tabelul 70

Metodica de calcul a variatoarelor cu conuri deplasabile și curea trapezoidală normală
[10, 16, 18, 21, 36, 38]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Gama de reglare a turației G	$G = \frac{n_{2\,max}}{n_{2\,min}}$.
Turațiile limită la arborele de ieșire $n_{2\,max}$ și $n_{2\,min}$, în rot/min	$n_{2\,max} = n_1\sqrt{G}$; $n_{2\,min} = \frac{n_1}{\sqrt{G}}$.

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Rapoartele de transmitere limită i_{max} și i_{min}	$i_{max} = \frac{n_1}{n_{2\,min}}$; $i_{min} = \frac{n_1}{n_{2\,max}}$.
Alegerea și verificarea curelei trapezoidale	Se efectuează conform STAS 1163-71.
Vitezele periferice limită ale curelei v_{max} și v_{min}, în m/s	$v_{max} = \frac{\pi d_{max} n_1}{60 \cdot 1000} < v_a = 30$ m/s. $v_{min} = \frac{\pi d_{min} n_1}{60 \cdot 1000}$; d_{min} și d_{max} rezultă din calculul curelei*).
Forța de apăsare axială maximă și minimă Q_{max} și Q_{min}, în daN	$Q_{max} = \frac{cF_{t\,max}}{2\mu} \cos \frac{\alpha}{2}$; $Q_{min} = \frac{cF_{t\,min}}{2\mu} \cos \frac{\alpha}{2}$; c — conform tabelului 64; μ — din tabelul AI-76; $F_{t\,min}$ și $F_{t\,max}$ — cunoscute din calculul curelei; $\alpha = 40°$ (conform STAS 1164-71).
Forța de apăsare pe arbori R, în daN	$R = 2A_c\sigma_0 \sin \frac{\beta_{min}}{2}$; $A_c = \left(a - h \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}\right) h$; a și h — se iau din STAS 1164-71; $\sigma_0 = 12$ daN/cm²; β_{min} — cunoscut de la calculul curelei.
Deplasarea axială maximă a conului (conurilor) mobil x, în cm	$x = \frac{d_{max} - d_{min}}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$.
Diametrele limită ale conurilor D_1 și D_2, în cm	$D_1 = d_{min} - 2(h - b) - (2\ldots4)$ mm; $D_2 = d_{max} + 2b + (5\ldots15)$ mm; b — se ia din STAS 1164-71.

*) d_{min} și d_{max} corespund lui D_{p1} și D_{p2}.

330 Transmisia prin fricțiune cu roți cilindrice transmite o putere $P = 5$ kW, la o turație $n_1 = 1000$ rot/min; raportul de transmitere este $i = 3$. Să se dimensioneze roțile cu fricțiune, materialul din care sînt confecționate fiind 41 C 10, cu duritatea 240 HB. Transmisia funcționează cu ungere.

Rezolvare:

Se determină distanța dintre axe (v. tabelul 64):

$$A = (i - 1)\sqrt[3]{\left(\frac{130}{\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{cE}{\mu\psi_A} \frac{P}{in_1}} =$$

$$= (3 + 1)\sqrt[3]{\left(\frac{130}{6240}\right)^2 \cdot \frac{1{,}2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6}{0{,}05 \cdot 0{,}6} \cdot \frac{5}{3 \cdot 1000}} \approx 20 \text{ cm},$$

unde: $c = 1{,}2$ (v. tabelul 64); $E = 2{,}1 \cdot 10^6$ daN/cm² (v. tabelul AII-81); $\psi_A = 0{,}3$ (v. tabelul 64); $\mu = 0{,}05$ (v. tabelul AI-76); $\sigma_{ak} = 26$ HB $= 26 \cdot 240 = 6240$ daN/cm² (v. tabelul AII-19).

Se calculează lățimea roților:

$$B = \psi_A A \doteq 0{,}3 \cdot 20 = 6 \text{ cm}.$$

Se determină razele roților cu fricțiune:

$$R_1 = \frac{A}{i + 1} = \frac{20}{3 + 1} = 5 \text{ cm}; \quad R_2 = \frac{A}{i + 1} i = \frac{20}{3 + 1} \cdot 3 = 15 \text{ cm}.$$

Forța necesară de apăsare:

$$Q = \frac{c}{\mu} \frac{M_{t1}}{R_1} = \frac{1{,}2}{0{,}05} \cdot \frac{477{,}5}{5} = 2292 \text{ daN},$$

unde:

$$M_{t1} = 95500 \frac{P}{n_1} = 95500 \frac{5}{1000} = 477{,}5 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

331 Să se verifice dacă transmisia cu roți cu fricțiune cilindrice, la care $R_1 = 50$ mm, $R_2 = 200$ mm și $B = 50$ mm — antrenată de un motor electric cu $P = 2{,}5$ kW și $n_1 = 2960$ rot/min — rezistă la solicitarea de contact. Roțile sînt confecționate din textolit și, respectiv, oțel ($\mu = 0{,}25$ și $\sigma_{ak} = 800$ daN/cm²).

Rezolvare :

Efortul unitar efectiv la solicitarea de contact (v. tabelul 64):

$$\sigma_k = 130\sqrt{\frac{P}{n_1 A^2}\frac{cE}{\mu B}\frac{(i+1)^3}{i}} = 130\sqrt{\frac{2{,}5}{2960\cdot 25^2}\cdot\frac{1{,}5\cdot 0{,}1166\cdot 10^6}{0{,}25\cdot 5}\frac{(4+1)^3}{4}} =$$

$$= 316 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ak} = 800 \text{ daN/cm}^2,$$

unde: $i = \frac{R_2}{R_1} = \frac{200}{50} = 4$; $c = 1{,}5$ (v. tabelul 64); $A = R_1 + R_2 = 50 +$

$$+ 200 = 250 \text{ mm}; \ E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2\cdot 6\cdot 10^4\cdot 2{,}1\cdot 10^6}{6\cdot 10^4 + 2{,}1\cdot 10^6} =$$

$$= 0{,}1166\cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2;$$

$E_1 = 6\cdot 10^4$daN/cm^2 şi $E_2 = 2{,}1\cdot 10^6$ daN/cm^2 (v. tabelul AII-18).

332 Avînd de transmis o putere $P = 8$ kW, la o turaţie $n_1 = 900$ rot/min şi un raport de transmitere $i = 4$, se cere să se dimensioneze roţile de fricţiune cu caneluri circulare. Materialul roţilor este oţel, cu $\sigma_{ak} = 7000$ daN/cm^2; transmisia funcţionează fără ungere.

Rezolvare :

Se alege $z = 4$ şi $c = 1{,}5$ (v. tabelul 64), $\mu = 0{,}15$ (v. tabelul AI-76). Se determină distanţa dintre axe (v. tabelul 64):

$$A = (i+1)\sqrt[3]{\left(\frac{162}{\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{cE}{\mu z}\frac{P}{in_1}(i+1)} =$$

$$= (4+1)\sqrt[3]{\left(\frac{162}{7000}\right)^2\cdot\frac{1{,}5\cdot 2{,}1\cdot 10^6}{0{,}15\cdot 4}\cdot\frac{8}{4\cdot 900}(4+1)} \approx 16 \text{ cm}.$$

Se calculează elementele geometrice ale roţilor:

$$R_1 = \frac{A}{i+1} = \frac{16}{4+1} = 3{,}2 \text{ cm}; \ R_2 = iR_1 = 4\cdot 3{,}2 = 12{,}8 \text{ cm};$$

$$h = 0{,}08\, R_1 = 0{,}08\cdot 3{,}2 \approx 0{,}3 \text{ cm}.$$

Forţa de apăsare necesară:

$$Q = 2zF_n \sin\alpha = 2\cdot 4\cdot 332 \sin 15^\circ = 687 \text{ daN},$$

unde :

$$F_n = \frac{c}{\mu}\frac{M_{t1}}{2zR_1} = \frac{1,5}{0,15}\cdot\frac{849}{2\cdot 4\cdot 3,2} = 332 \text{ daN};$$

$$M_{t1} = 95500\frac{P}{n_1} = 95500\frac{8}{900} = 849 \text{ daN}\cdot\text{cm}.$$

333 Să se determine puterea pe care o poate transmite transmisia cu roţi cu fricţiune, cu o canelură şi forţa radială de apăsare necesară. Se cunosc: $n_1 = 2860$ rot/min, $D_1 = 20$ mm, $D_2 = 80$ mm, $c = 1,25$, materialul roţilor — oţel cu $\sigma_{ak} = 6000$ daN/cm², $\mu = 0,15$.

Rezolvare :

Puterea ce poate fi transmisă, din condiţia rezistenţei la solicitarea de contact,

$$P = \frac{A^3}{(i+1)^4}\frac{\mu z}{cE}in_1\left(\frac{\sigma_{ak}}{162}\right)^2 =$$

$$= \frac{5^3}{(4+1)^4}\cdot\frac{0,15\cdot 1}{1,25\cdot 2,1\cdot 10^6}\cdot 4\cdot 2860\cdot\left(\frac{6000}{162}\right)^2 = 0,179 \text{ kW},$$

unde :

$$A = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{20+80}{2} = 50 \text{ mm}; \quad i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{80}{20} = 4.$$

Forţa radială de apăsare necesară

$$Q = 2zF_n\sin\alpha = 2\cdot 1\cdot 25 \sin 15^\circ \approx 13 \text{ daN};$$

unde :

$$F_n = \frac{c}{\mu}\frac{M_{t1}}{2zR_1} = \frac{1,25}{0,15}\cdot\frac{6}{2\cdot 1\cdot 1} = 25 \text{ daN};$$

$$M_{t1} = 95500\frac{P}{n_1} = 95500\frac{179}{2860} \approx 6 \text{ daN}\cdot\text{cm}.$$

334 Transmisia prin fricţiune cu roţi conice transmite o putere $P = 5$ kW, la o turaţie $n_1 = 1440$ rot/min; raportul de transmitere este $i = 3$. Să se dimensioneze transmisia, ştiind că materialul roţilor este 41 C 10, cu $\sigma_{ak} = 7000$ daN/cm². Transmisia funcţionează fără ungere.

Rezolvare :

Se alege $\mu = 0,2$ (v. tabelul AI-76), $\psi_L = 0,25$ (v. tabelul 64), $c = 2$ (v. tabelul 64), $E = 2,1\cdot 10^6$ daN/cm² (v. tabelul AII-18).

Se calculează lungimea generatoarei conului de rostogolire (v. tabelul 64):

$$L = \sqrt{i^2+1}\sqrt[3]{\left(\frac{130}{\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{cE}{\mu\psi_L}\frac{P}{in_1}\frac{1}{(1-0{,}5\psi_L)^2}} =$$

$$= \sqrt{3^2+1}\cdot\sqrt[3]{\left(\frac{130}{7000}\right)^2\cdot\frac{2\cdot 2{,}1\cdot 10^6}{0{,}2\cdot 0{,}25}\cdot\frac{5}{3\cdot 1440}\cdot\frac{1}{(1-0{,}5\cdot 0{,}25)^2}} \approx 11{,}2 \text{ cm}.$$

Elementele geometrice ale roţilor:

$$B = \psi_L L = 0{,}25\cdot 11{,}2 = 2{,}8 \text{ cm}; \; D_1 = 2L\sin\delta_1 = 2\cdot 11{,}2 \sin 18°25' =$$

$$= 7 \text{ cm}; \quad D_2 = iD_1 = 3\cdot 7 = 21 \text{ cm};$$

$$\delta_1 = \text{arctg}\frac{1}{i} = \text{arctg}\frac{1}{3} = 18°25'; \; \delta_2 = 90° - \delta_1 = 90° - 18°25' = 71°35'.$$

$$D_{m1} = D_1\frac{L-0{,}5B}{L} = 7\cdot\frac{11{,}2-0{,}5\cdot 2{,}8}{11{,}2} =$$

$$= 6{,}125 \text{ cm}; \; D_{m2} = iD_{m1} = 3\cdot 6{,}125 = 18{,}375 \text{ cm}.$$

Forţele de apăsare necesare:

$$Q_1 = F_n\sin\delta_1 = 1084 \sin 18°25' = 343 \text{ daN};$$

$$Q_2 = F_n\sin\delta_2 = 1084 \sin 71°35' = 1028 \text{ daN},$$

unde:

$$F_n = \frac{c}{\mu}\cdot\frac{2M_{t1}}{D_{m1}} = \frac{2}{0{,}2}\cdot\frac{2\cdot 332}{6{,}125} = 1084 \text{ daN};$$

$$M_{t1} = 95500\frac{P}{n_1} = 95500\frac{5}{1440} = 332 \text{ daN}\cdot\text{cm}.$$

335 Un variator frontal trebuie să transmită o putere $P = 6$ kW, la o turaţie $n_1 = 1430$ rot/min. Să se determine raza rolei conducătoare şi forţa de apăsare necesară, dacă corpurile de rostogolire sînt confecţionate din oţel cu $\sigma_{ak} = 8000$ daN/cm², $E = 2{,}1\cdot 10^6$ daN/cm² şi $\mu = 0{,}15$, variatorul funcţionînd fără ungere; gama de reglare a turaţiei $G = 3$.

Rezolvare:

Se alege $c = 1{,}25$ (v. tabelul 65) şi $\psi_D = 0{,}04$, calculîndu-se, din condiţia de rezistenţă la solicitarea de contact, raza rolei:

$$R_1 = \sqrt[3]{\left(\frac{130}{\sigma_{ak}}\right)^2\frac{cE}{\mu\psi_D}\frac{P}{n_1}} = \sqrt[3]{\left(\frac{130}{8000}\right)^2\frac{1{,}25\cdot 2{,}1\cdot 10^6}{0{,}15\cdot 0{,}04}\cdot\frac{6}{1430}} \approx 8 \text{ cm}.$$

Lăţimea rolei :

$$B = \psi_D D_1 = 0,04 \cdot 16 = 0,64 \text{ cm} \approx 6,5 \text{ mm}.$$

Razele limită de contact ale discului condus :

$$r_{2min} = 0,4\ R_1 = 0,4 \cdot 8 = 3,2 \text{ cm};\ r_{2max} = Gr_{2min} = 3 \cdot 3,2 = 9,6 \text{ cm}.$$

Forţa de apăsare necesară :

$$Q = \frac{c}{\mu}\frac{M_{t1}}{R_1} = \frac{1,25}{0,15} \cdot \frac{401}{8} = 418 \text{ daN},$$

unde :

$$M_{t1} = 95500\frac{P}{n_1} = 95500\frac{6}{1430} = 401 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Se calculează rapoartele de transmitere limită :

$$i_{max} = \frac{r_{2max}}{R_1} = \frac{9,6}{8} = 1,2;\ i_{min} = \frac{r_{2min}}{R_1} = \frac{3,2}{8} = 0,4.$$

336 Să se calculeze variatorul conic din figura 207, capabil să transmită o putere $P = 2$ kW, la o turaţie $n_1 = 2960$ rot/min, cu o gamă de reglare a turaţiei $G = 2,5$. Rola conducătoare este executată din textolit, iar conul din oţel.

Rezolvare :

Se determină raza rolei conducătoare (v. tabelul 65) :

$$R_1 = \sqrt[3]{\left(\frac{162}{\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{cE_{red}}{\mu\psi_D}\frac{P}{n_1}} = \sqrt[3]{\left(\frac{162}{1000}\right)^2 \cdot \frac{1,3 \cdot 0,1166 \cdot 10^6}{0,3 \cdot 0,05} \cdot \frac{2}{2960}} \approx 5,7 \text{ cm},$$

unde : $\mu = 0,3$ (v. tabelul AI-76) ; $\psi_D = 0,05$ (v. tabelul 65) : $c = 1,3$ (v. tabelul 64) ; $\sigma_{ak} = 1000$ daN/cm^2 (v. tabelul AII-19) ;

$$E_{red} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 6 \cdot 10^4 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{6 \cdot 10^4 + 2,1 \cdot 10^6} = 0,1166 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2;$$

$E_1 = 6 \cdot 10^4$ daN/cm^2 şi $E_2 = 2,1 \cdot 10^6$ daN/cm^2 (v. tabelul AII-18).

Lăţimea rolei :

$$B = \psi_D D_1 = 0,05 \cdot 11,4 \approx 0\ 6 \text{ cm}.$$

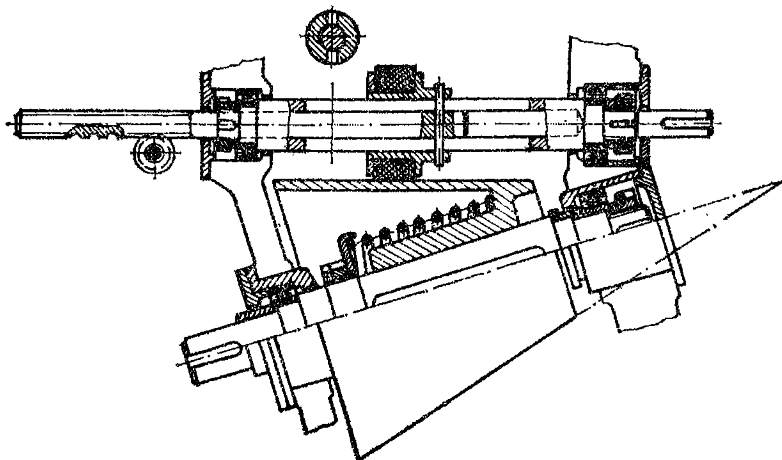


Fig. 207

Razele de contact limită ale roții conice:

$$r_{2min} = 0{,}4R_1 = 0{,}4 \cdot 5{,}7 \approx 2{,}3 \text{ cm};$$

$$r_{2max} = Gr_{2min} = 2{,}5 \cdot 2{,}3 = 5{,}75 \text{ cm}.$$

Forța de apăsare necesară:

$$Q = 95500 \frac{P}{n_1} \frac{c}{\mu R_1} \sin\frac{\alpha}{2} = 95\,500 \frac{2}{2960} \cdot \frac{1{,}3}{0{,}3 \cdot 5{,}7} \sin 60°/2 \approx 25 \text{ daN}.$$

337 Să se calculeze variatorul sferic din fig. 208. Se cunosc: $P = 75$ W, $n_1 = 1450$ rot/min, $n_{2min} = 560$ rot/min, $n_{2max} = 4200$ rot/min, materialul bilelor și conurilor fiind oțelul de rulmenți.

Rezolvare:

Se determină rapoartele de transmitere limită ale variatorului (v. tabelul 66):

$$i_{max} = \frac{n_1}{n_{2min}} = \frac{1450}{560} = 2{,}59; \quad i_{min} = \frac{n_1}{n_{2max}} = \frac{1450}{4200} = 0{,}345.$$

Se verifică gama de reglare a turației:

$$G = \frac{n_{2max}}{n_{2min}} = \frac{4200}{560} = 7{,}5 < 9.$$

Se alege raza bilelor:

$$2r_b \leqslant \frac{84830}{n_1} = \frac{84830}{1450} = 58{,}5 \text{ mm},$$

adoptîndu-se $2r_b = 50$ mm, conform STAS 5906-70.

Se adoptă distanţa dintre axa conurilor şi centrele bilelor :

$$c = 2{,}25\ r_b = 2{,}25 \cdot 2{,}5 = 5{,}6 \text{ cm}$$

şi semiunghiul conurilor de rostogolire :

$$\alpha = 45°.$$

Se calculează unghiul de înclinare al axei bilelor, faţă de poziţia neutră :

$$\operatorname{tg} \gamma_{max} = \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \frac{1 - i_{max}}{1 + i_{max}} = \frac{1}{\operatorname{tg} 45°} \cdot \frac{1-2{,}59}{1+2{,}59} =$$

$$= -0{,}442, \text{ rezultînd } \gamma_{max} = -23{,}88°;$$

$$\operatorname{tg} \gamma_{min} = \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \frac{1 - i_{min}}{1 + i_{min}} = \frac{1}{\operatorname{tg} 45°} \frac{1 - 0{,}345}{1 + 0{,}345} =$$

$$= 0{,}4869, \text{ rezultînd } \gamma_{min} = +25{,}96°;$$

se adoptă $|\gamma_{max}| = \gamma_{min} = 26°$.

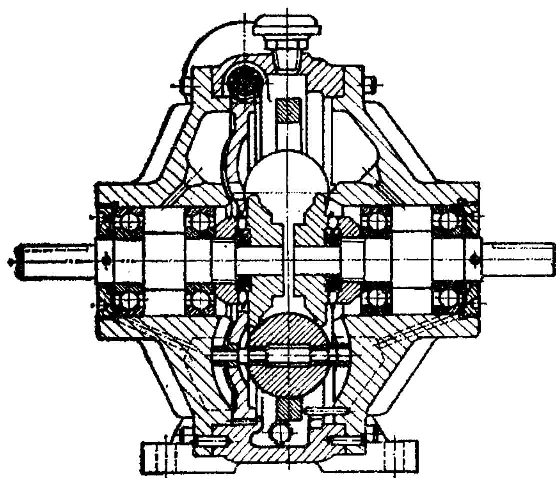


Fig. 208

Se calculează numărul maxim posibil de bile :

$$p_{max} = \frac{180}{\arcsin \dfrac{r_b}{c}} =$$

$$= \frac{180}{\arcsin \dfrac{2{,}5}{5{,}6}} = 6{,}79,$$

adoptîndu-se numărul de bile al variatorului $p = p_{min} = 3$.

Se calculează raza de contact a conurilor

$$R = C - r_b \cos\alpha = 5{,}6 - 2{,}5 \cos 45° = 3{,}83 \text{ cm}.$$

Distanţa axială dintre punctele de contact ale conurilor

$$b = 2r_b \sin \alpha = 2 \cdot 2{,}5 \cdot \sin 45° = 3{,}5 \text{ cm}.$$

Forţa normală admisibilă, din punct de vedere al rezistenţei la solicitarea de contact,

$$F_{n\,adm} = \frac{8\,\rho^2_{red\,min}\,\sigma^3_{ak}}{E^2} = \frac{8 \cdot 0{,}683^2 \cdot 30000^3}{(2{,}1 \cdot 10^6)^2} = 23 \text{ daN},$$

unde :

$$\rho_{red\,min} = \frac{1}{\frac{\cos|\gamma_{max}|}{R} + \frac{1}{r_b \cos(\alpha + |\gamma_{max}|)}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{\cos 26°}{3{,}83} + \frac{1}{2{,}5\cos(45 + 26)}} = 0{,}683 \text{ cm};$$

$E = 2{,}1 \cdot 10^6$ daN/cm² (v. tabelul AII-18).

Forța normală necesară transmiterii sarcinii date în tema de proiectare :

$$F_{n\,nec} = \frac{cM_{t1}}{R\mu p} = \frac{1{,}25 \cdot 5}{3{,}83 \cdot 0{,}04 \cdot 3} \approx 14 \text{ daN},$$

unde : $c = 1{,}25$ (v. tabelul 64), $\mu = 0{,}04$ (v. tabelul AI-76) și

$$M_{t1} = 95500 \frac{P}{n_1} = 95500 \frac{0{,}075}{1450} \approx 5 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Rezultă :

$$F_{n\,nec} = 14 \text{ daN} < F_{n\,adm} = 23 \text{ daN},$$

variatorul rezistînd la solicitarea de contact.

Forța axială de apăsare necesară :

$$Q_{nec} = p F_{n\,nec} \sin\alpha = 3 \cdot 14 \sin 45° \approx 30 \text{ daN}.$$

338 Variatorul toroidal din figura 209 transmite o putere $P = 4{,}5$ kW, la o turație $n_1 = 1440$ rot/min. Cunoscînd gama de reglare a turației $G = \frac{n_{2max}}{n_{2min}} = 4$, să se efectueze calculul cinematic și de rezistență. Rolele intermediare se execută din textolit și sînt în număr de două ($p = 2$), talerele fiind executate din oțel.

Rezolvare :

Din tabelul AI-77 se aleg : raza minimă de contact a talerelor $r_{min} = 50$ mm, raza de curbură a talerelor $R_0 = 84$ mm, raza rolelor intermediare $R_r = 64$ mm.

Se calculează raza maximă de contact a talerelor (v. tabelul 67)

$$r_{max} = \sqrt{G}\, r_{min} = \sqrt{4} \cdot 5 = 10 \text{ cm}.$$

Se stabilește distanța de la axa de rotație a talerelor la articulația axei rolei intermediare :

$$H = 1{,}25\ r_{max} = 1{,}25 \cdot 10 = 12{,}5 \text{ cm}.$$

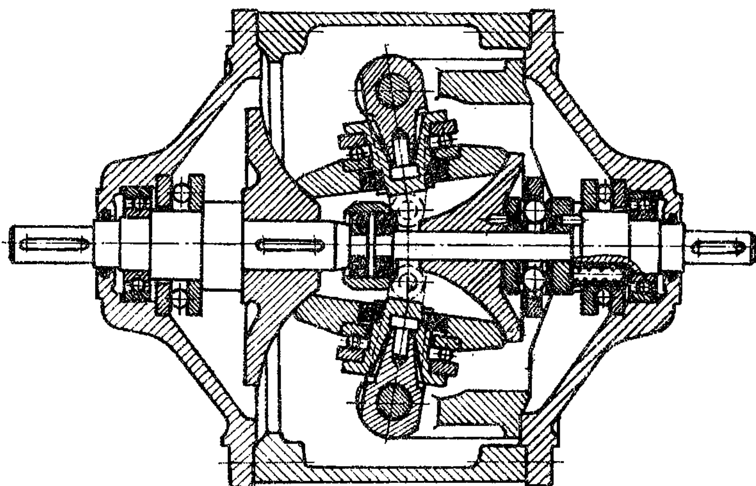


Fig. 209

Se calculează turațiile limită ale arborelui de ieșire:

$$n_{2\,max} = n_1\sqrt{G} = 1440\sqrt{4} = 2880\,\text{rot/min}\,;\; n_{2\,min} = \frac{n_1}{\sqrt{G}} = \frac{1440}{\sqrt{4}} = 720\,\text{rot/min}.$$

Se calculează turațiile limită ale rolei intermediare:

$$n_{3\,max} = \frac{r_{1max}}{R_r}\,n_1 = \frac{10}{6{,}4}\cdot 1440 = 2250\ \text{rot/min}\,;$$

$$n_{3\,min} = \frac{r_{1\,min}}{R_r}\,n_1 = \frac{5}{6{,}4}\cdot 1440 = 1125\,\frac{\text{rot}}{\text{min}}.$$

Forța tangențială maximă, la talerul conducător, corespunzătoare razei minime de contact:

$$F_{t\,max1} = 95500\,\frac{P}{n_1}\,\frac{1}{r_{1min}} = 95500\,\frac{4{,}5}{1440}\cdot\frac{1}{5} = 60\ \text{daN}.$$

Forța normală maximă dintre talerul conducător și o rolă intermediară:

$$F_{n\,max1} = \frac{cF_{t\,max1}}{p\mu} = \frac{2\cdot 60}{2\cdot 0{,}25} = 240\ \text{daN},$$

unde: $\mu = 0{,}25$ (v. tabelul AI-76); $c = 2$ (v. tabelul 64).

Se calculează forțele necesare de apăsare (axiale) la cele două talere :

$$Q_1 = pF_{n\,max1} \sin \alpha_1 = 2 \cdot 240 \sin 26°45' = 216 \text{ daN}; \; Q_2 = Q_1 \frac{r_{max}}{r_{min}} =$$

$$= 216 \frac{10}{5} = 432 \text{ daN},$$

unde :

$$\cos \alpha_1 = \frac{H - r_{min}}{R_0} = \frac{12,5 - 5}{84} = 0,892; \; \alpha_1 = 26°45'.$$

Se calculează forța axială de apăsare la rola intermediară :

$$Q_3 = F_{n\,max1} \cos \theta + \frac{Q_2}{p \sin \alpha_2} \cos \theta = 240 \cos 49°38' +$$

$$+ \frac{432}{2 \sin 72°41'} \cos 49°38' = 302 \text{ daN},$$

unde :

$$\cos \alpha_2 = \frac{H - r_{max}}{R_0} = \frac{12,5 - 10}{8,4} = 0,2976;$$

$$\alpha_2 = 72°41'; \; \sin \theta = \frac{R_r}{R_0} = \frac{6,4}{8,4} \approx 0,762; \; \theta = 49°38'.$$

Se verifică variatorul la solicitarea de contact :

$$\sigma_{k\,max} = \sqrt{\frac{0,35 F_{n\,max1}}{B\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_3}\right)} \cdot \frac{r_{1min} + R_0}{r_{1min} R_0}} =$$

$$= \sqrt{\frac{0,35 \cdot 240}{2\left(\frac{1}{2,1 \cdot 10^6} + \frac{1}{6 \cdot 10^4}\right)} \cdot \frac{5 + 8,4}{5 \cdot 8,4}} = 884 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ak} =$$

$$= (800 \ldots 1000) \text{ daN/cm}^2,$$

unde :

$$B = 0,2 r_{max} = 0,2 \cdot 10 = 2 \text{ cm}; \; E_1 = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2 \text{ (v. tab. AII-18)};$$

$$E_3 = 6 \cdot 10^4 \text{ daN/cm}^2 \text{ (v. tab. AII-18)}.$$

Unghiul canalului dispozitivului de apăsare cu bile :

$$\operatorname{tg} \gamma_0 = \frac{M_{t2}}{Q_2 r} = \frac{573}{432 \cdot 3} = 0,442; \quad \gamma_0 = 23°50',$$

unde : $M_{t2} = 95500 \frac{P}{n_1} i\eta = 95500 \frac{4,5}{1440} 2 \cdot 0,96 = 573 \text{ daN/cm}^2$;

$\eta = 0,96$ (v. tabelul 67) ; $r = 30$ mm (adoptat constructiv) ;

$i = \sqrt{G} = \sqrt{4} = 2$. Se adoptă bile cu Ø 7 (STAS 5906-70).

339 Să se efectueze calculul geometric şi de rezistenţă al variatorului din figura 210. Se cunosc : $P = 20$ kW, $n_1 = 1460$ rot/min, $G = 4,5$, $n_{2min} = 375$ rot/min, $z_1 = 35$ şi $z_{int} = 25$.

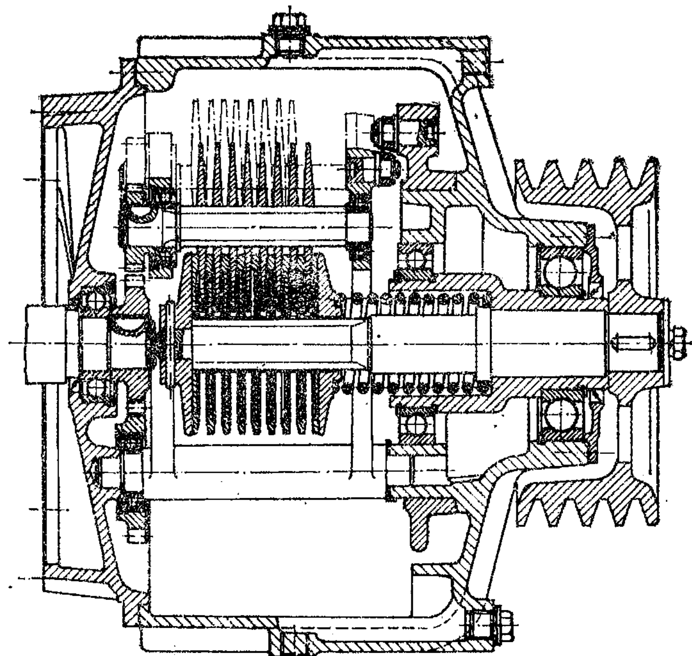


Fig. 210

Rezolvare :

Determinarea dimensiunilor discurilor de fricţiune.

Se determină momentul de torsiune la arborele de intrare :

$$M_{t1} = 95500 \frac{P}{n_1} = 95500 \frac{20}{1460} = 1308 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Momentul de torsiune la unul din arborii intermediari :

$$M_{t\,int} = \frac{M_{t1}}{p} i_a \eta_{ia}^2 = \frac{1308}{3} \cdot 0,714 \cdot 0,96^2 = 287 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde : $i_a = \frac{z_{int}}{z_1} = \frac{25}{35} = 0{,}714$; $p = 3$ (v. tabelul 68) ; $\eta_a = 0{,}96$ **(v. tabelul 68).**

Se determină turaţia arborilor intermediari

$$n_{int} = \frac{n_1}{i_a} = \frac{1460}{0{,}714} = 2045 \text{ rot/min}$$

şi turaţia maximă a arborelui de ieşire

$$n_{2\,max} = n_{2\,min}G = 375 \cdot 4{,}5 = 1688 \text{ rot/min.}$$

Se calculează rapoartele de transmitere limită dintre arborele intermediar şi arborele de ieşire

$$i_{max} = \frac{n_{int}}{n_{2\,min}} = \frac{2045}{375} = 5{,}45 \text{ ; } i_{min} = \frac{n_{int}}{n_{2\,max}} = \frac{2045}{1688} = 1{,}21.$$

Se determină momentul de torsiune maxim la arborele de ieşire :

$$M_{t2\,max} = pM_{t\,int}\,i_{max}\eta = 3 \cdot 287 \cdot 5{,}45 \cdot 0{,}98 = 4599 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde : $\eta = 0{,}98$ (v. tabelul 68).

Diametrul interior al porţiunii canelate a arborelui intermediar :

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{t\,int}}{0{,}2\tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{287}{0{,}2 \cdot 150}} \approx 2{,}14 \text{ cm},$$

unde : $\tau_{at} = 150$ daN/cm² (v. tabelul 68). Se adoptă un arbore canelat 32 × 26 × 6, STAS 1769-68.

Diametrul arborelui condus :

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{t2\,max}}{0{,}2\tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{4599}{0{,}2 \cdot 150}} \approx 5{,}5 \text{ cm.}$$

În funcţie de d_2 calculat, din STAS 1004-71, se aleg dimensiunile secţiunii penei paralele montate pe acest arbore : $b = 16$ mm, $h = 10$ mm.

Se stabilesc razele de contact ale discurilor conice (minimă şi maximă) :

$$r_{1\,min} = 1{,}1\left(\frac{D}{2} + \delta_1\right) = 1{,}1\left(\frac{3{,}2}{2} + 0{,}3\right) = 2{,}1 \text{ cm};$$

$$r_{1\,max} = r_{1\,min}G = 2{,}1 \cdot 4{,}5 \approx 9{,}5 \text{ cm},$$

unde : $D = 32$ mm (conform STAS 1769-68) ; $\delta_1 = 3$ mm (v. tabelul 68).

Se calculează lungimea liniei de contact a corpurilor de fricțiune:

$$B = 2\left(r_{1min} - \frac{D}{2} - \delta_1\right) = 2\left(2{,}1 - \frac{3{,}2}{2} - 0{,}3\right) = 0{,}4 \text{ cm}.$$

Raza exterioară a discurilor conice:

$$R_1 = r_{1\,max} + \delta_2 = 9{,}5 + 0{,}3 = 9{,}8 \text{ cm},$$

unde:

$$\delta_2 = \frac{B}{2} + 1\text{mm} = \frac{0{,}4}{2} + 0{,}1 = 0{,}3 \text{ cm}.$$

Raza exterioară a discurilor de fricțiune conduse:

$$R_2 = R_1 + \Delta_1 + \delta_3 - \left(\frac{D}{2} + \delta_1\right) = 9{,}8 + 3{,}25 + 0{,}2 - \left(\frac{3{,}2}{2} + 0{,}3\right) = 11{,}35 \text{ cm},$$

unde: $\Delta_1 = \frac{d_2 + h}{2} = \frac{5{,}5 + 1}{2} = 3{,}25$ cm; $\delta_3 = 2$ mm (v. tabelul 68); $h = 10$ mm (v. STAS 1004-71).

Raza medie de contact a discurilor conduse:

$$r_2 = R_2 - \frac{B}{2} = 11{,}35 - \frac{0{,}4}{2} = 11{,}15 \text{ cm}.$$

Raza interioară a carcasei variatorului:

$$R_c = r_2 + 2r_{1\,max} + \delta_2 + \delta_4 = 11{,}15 + 2 \cdot 9{,}5 + 0{,}3 + 0{,}8 = 31{,}25 \text{ cm},$$

unde: $\delta_4 = 8$ mm (v. tabelul 68).

Grosimea medie a discului condus:

$$b_1 = b_2 - b_3 = 1 - 0{,}2 = 0{,}8 \text{ cm},$$

unde: $b_2 = 10$ mm și $b_3 = 2$ mm, au fost alese constructiv.

Alegerea dimensiunilor roților dințate, care realizează legătura dintre arborele intermediar și arborele de intrare

Se stabilește distanța minimă necesară dintre axele roților, montate pe arborele conducător și intermediar, în cazul apropierii maxime a acestor arbori:

$$A_{min} = R_2 + \frac{D}{2} + \delta_1 = 11{,}35 + \frac{3{,}2}{2} + 0{,}3 \approx 13{,}25 \text{ cm}.$$

Se calculează diametrul cercului de divizare al roţii dinţate montată pe arborele intermediar:

$$D_{d\,int} = mz_{int} = 0{,}4 \cdot 25 = 10 \text{ cm},$$

cu $m = 4$ mm (adoptat constructiv).

Se verifică existenţa jocului dintre vîrfurile dinţilor roţilor montate pe arborele conducător şi, respectiv, intermediar, la apropierea maximă a celor doi arbori:

$$\Delta = A_{min} - 2m - D_{d\,int}\frac{i_a + 1}{2i_a} = 13{,}25 - 2 \cdot 0{,}4 - 10\frac{0{,}714 + 1}{2 \cdot 0{,}714} = 0{,}45 \text{ cm}.$$

Diametrul cercului de divizare al roţii dinţate montată pe arborele conducător:

$$D_{d1} = D_{d\,int}/i_a = 10/0{,}714 = 14 \text{ cm}.$$

Se adoptă diametrul cercului de divizare al roţii parazite: $D_{dp} = D_{d1} = 14$ cm, obţinîndu-se distanţele dintre axele roţilor:

$$A_1 = \frac{D_{d\,int} + D_{dp}}{2} = \frac{10 + 14}{2} = 12 \text{ cm};$$

$$A_2 = \frac{D_{d1} + D_{dp}}{2} = \frac{14 + 14}{2} = 14 \text{ cm}.$$

Numărul de dinţi al roţii parazite:

$$z_p = \frac{D_{dp}}{m} = \frac{14}{0{,}4} = 35.$$

Calculul de verificare al discurilor de fricţiune, la solicitarea de contact

Se calculează forţa tangenţială maximă:

$$F_{t\,max1} = \frac{M_{t\,int}}{2zr_{1\,min}} = \frac{287}{2 \cdot 4 \cdot 2{,}1} = 17 \text{ daN}.$$

Forţa normală maximă:

$$F_{n\,max1} = \frac{cF_{t\,max1}}{\mu} = \frac{1{,}2 \cdot 17}{0{,}035} = 583 \text{ daN},$$

unde: $\mu = 0{,}035$ (v. tabelul AI-76) şi $c = 1{,}2$ (v. tabelul 64).

Forţa de apăsare axială:

$$Q = pF_{n\,max1}\cos\gamma = 3 \cdot 583 \cos 2° = 1799 \text{ daN},$$

cu: $\gamma = 2°$ (v. tabelul 68).

Se verifică efortul unitar efectiv de contact:

$$\sigma_k = 0{,}418 \sqrt{\frac{F_{n\,max1} E}{B} \frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1 \rho_2}} = 0{,}418 \sqrt{\frac{583 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6}{0{,}4} \cdot \frac{60 + 319{,}5}{60 \cdot 319{,}5}} =$$

$$= 3254 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ak} = 5000 \text{ daN/cm}^2,$$

unde:

$$\rho_1 = \rho_{1min} = \frac{r_{1min}}{\sin\gamma} = \frac{2{,}1}{\sin 2°} \approx 60 \text{ cm}; \quad \rho_2 = \frac{r_2}{\sin\gamma} = \frac{11{,}15}{\sin 2°} = 319{,}5 \text{ cm}.$$

340 Să se calculeze variatorul cu conuri deplasabile și inel rigid (fig. 211), capabil să transmită puterea $P=2{,}8$ kW, la o turație $n_1 = 1440$ rot/min și cu o gamă de reglare a turației $G = 6{,}25$. Inelul se execută din oțel cu $\sigma_{ak} = 6000$ daN/cm².

Rezolvare:

Se calculează turațiile la arborele de ieșire (v. tabelul 69):

$$n_{2\,max} = n_1 \sqrt{G} = 1440 \sqrt{6{,}25} = 3600 \text{ rot/min};$$

$$n_{2\,min} = \frac{n_1}{\sqrt{G}} = \frac{1440}{\sqrt{6{,}25}} = 576 \text{ rot/min}.$$

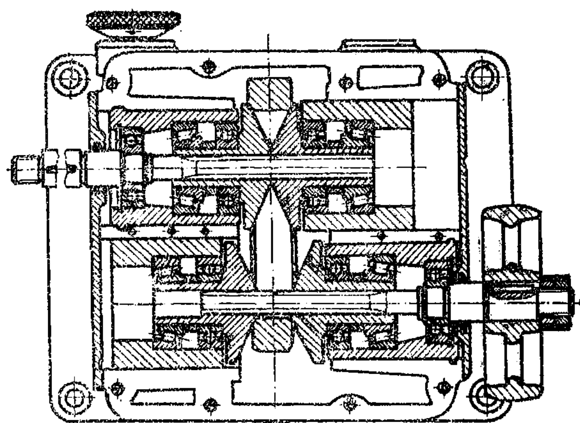


Fig. 211

Rapoartele de transmitere limită:

$$i_{max} = \frac{n_1}{n_{2\,min}} = \frac{1440}{576} = 2{,}5;$$

$$i_{min} = \frac{n_1}{n_{2\,max}} = \frac{1440}{3600} = 0{,}4.$$

Se calculează momentul de torsiune maxim la arborele condus:

$$M_{t\,2\,max} = 95500 \frac{P}{n_{2\,min}} \eta =$$

$$= 95500 \frac{2{,}8}{576} \cdot 0{,}85 = 395 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde $\eta = 0{,}85$ (v. tabelul 69).

Se determină diametrul arborelui condus:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{t2\,max}}{0{,}2\,\tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{395}{0{,}2 \cdot 150}} \approx 2{,}4 \text{ cm},$$

adoptîndu-se $d_2 = 24$ mm.

Se adoptă raza minimă de contact $r_{min} = d_2 = 24$ mm şi se calculează raza maximă de contact:

$$r_{max} = r_{min}\sqrt{G} = 24\sqrt{6{,}25} = 60 \text{ mm}.$$

Se adoptă diametrele limită ale conurilor:

$$D_2 = 2r_{max} + 15 \text{ mm} = 2 \cdot 60 + 15 = 135 \text{ mm}; \; D_1 = 2r_{min} - 15 \text{ mm} =$$
$$= 2 \cdot 24 - 15 = 33 \text{ mm}.$$

Se adoptă distanţa dintre axe:

$$A = 1{,}15\,D_2 = 1{,}15 \cdot 135 = 155 \text{ mm}.$$

Forţa tangenţială maximă:

$$F_{tmax} = \frac{M_{t2\,max}}{r_{max}} = \frac{395}{6} = 66 \text{ daN}$$

şi forţa normală maximă dintre inel şi un con de pe arborele de ieşire:

$$F_{n\,max} = \frac{cF_{t\,max}}{2\mu} = \frac{1{,}35 \cdot 66}{2 \cdot 0{,}2} = 223 \text{ daN},$$

unde: $c = 1{,}35$ (v. tabelul 64); $\mu = 0{,}2$ (v. tabelul AI-76).

Forţa axială de apăsare maximă

$$Q_{max} = F_{n\,max} \sin \alpha/2 = 223 \sin\frac{130°}{2} = 202 \text{ daN}.$$

Lăţimea de contact dintre inel şi con se determină din condiţia de rezistenţă la contact:

$$B = \left(\frac{0{,}418}{\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{F_{n\,max}}{\rho_{red}} E_{red} = \left(\frac{0{,}418}{6000}\right)^2 \cdot 223 \cdot 0{,}1339 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 = 0{,}304 \text{ cm},$$

unde :

$$E_{red} = 2{,}1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2 \text{ (v. tabelul AII-18)};$$

$$\frac{1}{\rho_{red}} = \frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{5{,}7} - \frac{1}{24{,}1} = 0{,}1339 \text{ cm}^{-1};$$

$$\rho_1 = \frac{r_{min}}{\cos \alpha/2} = \frac{2{,}4}{\cos 130°/2} \approx 5{,}7 \text{ cm};$$

$$\rho_2 = \left(r_{min} + \frac{A}{2}\right)\frac{1}{\cos \alpha/2} = \left(2{,}4 + \frac{15{,}5}{2}\right)\frac{1}{\cos\frac{130°}{2}} = 24{,}1 \text{ cm}.$$

Deplasarea axială maximă a conurilor mobile :

$$X = \frac{d_{max} - d_{min}}{2} \operatorname{tg} \frac{180 - \alpha}{2} = \frac{2 \cdot 6 - 2 \cdot 2{,}4}{2} \operatorname{tg} \frac{180° - 130°}{2} = 1{,}69 \text{ cm}.$$

341 Să se dimensioneze variatorul cu conuri deplasabile și curea trapezoidală normală (fig. 212), capabil să transmită puterea $P = 2{,}2$ kW, la o turație $n_1 = 750$ rot/min. Se cunosc turațiile limită la arborele de ieșire $n_{2\,min} = 375$ rot/min și $n_{2\,max} = 1500$ rot/min. Încărcarea este constantă, instalația funcționînd într-un singur schimb. Variatorul antrenează un transportor cu bandă, fiind antrenat la rîndul său de un motor de curent alternativ cu moment de pornire ridicat.

Rezolvare :

Gama de reglare a turației (v. tabelul 70) :

$$G = \frac{n_{2\,max}}{n_{2\,min}} = \frac{1500}{375} = 4.$$

Se stabilesc rapoartele de transmitere limită :

$$i_{max} = \frac{n_1}{n_{2\,min}} = \frac{750}{375} = 2; \quad i_{min} = \frac{n_1}{n_{2\,max}} = \frac{750}{1500} = 0{,}5.$$

Se alege o curea trapezoidală tip B 17 × 11, STAS 1164-71 și un diametru minim de contact $d_{min} = 200$ mm, conform STAS 1162-67.

Se calculează diametrul maxim de contact :

$$d_{max} = i_{max} d_{min} = 2 \cdot 200 = 400 \text{ mm}.$$

Se alege o distanță preliminară dintre axe:

$$A = 0{,}8\,(d_{min} + d_{max}) = 0{,}8\,(200 + 400) = 480 \text{ mm},$$

conform prevederilor STAS 1163-71.

Se calculează unghiul dintre ramurile curelei:

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{d_{max} - d_{min}}{2A} \approx 57{,}3 \frac{d_{max} - d_{min}}{A} = 57{,}3 \frac{400 - 200}{480} = 23°53',$$

și unghiul de înfășurare minim:

$$\beta_{min} = 180° - \gamma = 180° - 23°53' = 156°7'.$$

Se calculează lungimea primitivă a curelei:

$$L_p = 2A + \pi \frac{d_{min} + d_{max}}{2} + \frac{(d_{max} - d_{min})^2}{4A} =$$

$$= 2 \cdot 480 + 3{,}14 \frac{200 + 400}{2} +$$

$$+ \frac{(400 - 200)^2}{4 \cdot 480} = 1922{,}83 \text{ mm},$$

rotunjindu-se la valoarea standardizată $L_p = 2000$ mm (conform STAS 1164-71).

Se calculează distanța dintre axe definitivă:

$$A = p + \sqrt{p^2 - q} = 264{,}2 +$$

$$+ \sqrt{264{,}2^2 - 5000} = 518{,}76 \text{ mm},$$

unde: $p = 0{,}25\, L_p - 0{,}393\,(d_{min} + d_{max}) =$

$$= 0{,}25 \cdot 2000 - 0{,}393\,(200 + 400) =$$

$$= 264{,}2 \text{ mm};$$

$$q = 0{,}125\,(d_{max} - d_{min})^2 =$$

$$= 0{,}125\,(400 - 200)^2 = 5000 \text{ mm}.$$

Se verifică viteza periferică maximă a curelei:

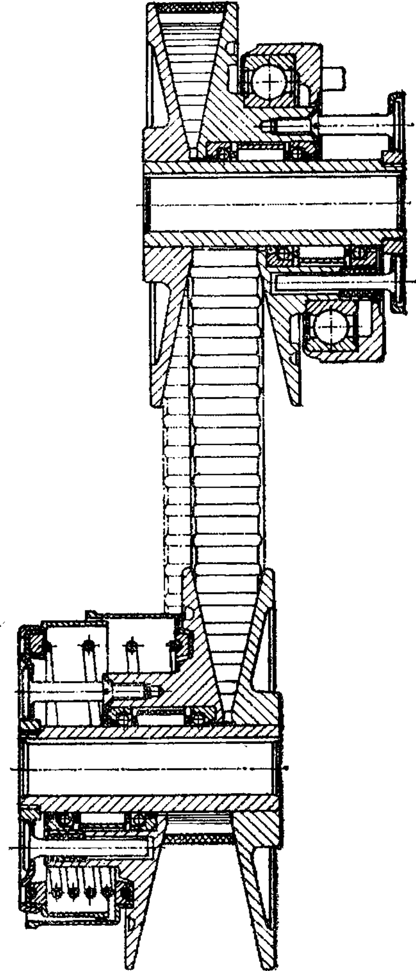


Fig. 212

$$v_{max} = \frac{\pi d_{max} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}14 \cdot 400 \cdot 750}{60 \cdot 1000} = 15{,}7 \text{ m/s} < v_a = 30 \text{ m/s}.$$

Se verifică dacă cureaua poate transmite puterea dată:

$$P_{max} = zc_L c_\beta P_0/c_f = 1 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}94 \cdot 3{,}48/1{,}1 = 2{,}9\ \text{kW} > P = 2\ \text{kW},$$

unde: $c_f = 1{,}1$ (v. tabelul 3 din STAS 1163-71); $c_L = 0{,}98$ (v. tabelul 4 din STAS 1163-71); $c_\beta = 0{,}94$ (v. tabelul 5 din STAS 1163-71); $P_0 = 3{,}48$ kW (v. tabelul 10 din STAS 1163-71); $z = 1$ (variatorul ales are o singură curea).

Se verifică frecvența încovoierilor curelei:

$$f = \chi \frac{v_{max}}{L_p} \cdot 10^3 = 2 \frac{15{,}7}{2000} \cdot 10^3 = 15{,}7 < 40.$$

Se calculează forța periferică transmisă:

$$F_{t\,min} = 10^2 \frac{P}{v_{max}} = 10^2 \frac{2{,}2}{15{,}7} = 14\ \text{daN},$$

$$F_{t\,max} = 10^2 \frac{P}{v_{min}} = 10^2 \frac{2{,}2}{7{,}85} = 28\ \text{daN},$$

$$\text{unde: } v_{min} = \frac{\pi d_{min} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}14 \cdot 200 \cdot 750}{60 \cdot 1000} = 7{,}85\ \text{m/s}.$$

Forța de întindere a curelei:

$$S_a = 1{,}75\ F_{t\,max} = 1{,}75 \cdot 28 = 49\ \text{daN}.$$

Se calculează forța de apăsare axială maximă:

$$Q_{max} = \frac{cF_{t\,max}}{2\mu} \cos\frac{\alpha}{2} = \frac{1{,}4 \cdot 28}{2 \cdot 0{,}3} \cos\frac{40°}{2} = 64\ \text{daN}$$

și minimă:

$$Q_{min} = \frac{cF_{t\,min}}{2\mu} \cos\frac{\alpha}{2} = \frac{1{,}4 \cdot 14}{2 \cdot 0{,}3} \cdot \cos\frac{40°}{2} = 32\ \text{daN},$$

unde: $\mu = 0{,}3$ (v. tabelul AI-76); $c = 1{,}4$ (v. tabelul 64); $\alpha = 40°$.

Forța de apăsare pe arbori:

$$R = 2A_c \sigma_0 \sin\frac{\beta_{min}}{2} = 2 \cdot 1{,}43 \cdot 12 \cdot \sin\frac{156°7'}{2} \approx 8\ \text{daN},$$

$$\text{unde: } \sigma_0 = 12\ \text{daN/cm}^2;\ A_c = \left(a - h\,\text{tg}\frac{\alpha}{2}\right) h = \left(1{,}7 - 1{,}1\,\text{tg}\frac{40°}{2}\right) 1{,}1 =$$

$= 1{,}43\ \text{cm}^2$; $a = 17$ mm și $h = 11$ mm (conform STAS 1164-71).

Deplasarea axială maximă a conului mobil:

$$X = \frac{d_{max} - d_{min}}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{400 - 200}{2} \operatorname{tg} \frac{40°}{2} = 36,4 \text{ mm}.$$

Dimensiunile conurilor:

$$D_1 = d_{min} - 2(h - b) - 3 \text{ mm} = 200 - 2(11 - 4,1) - 3 \approx 183 \text{ mm};$$

$$D_2 = d_{max} + 2b + 10 \text{ mm} = 400 + 2 \cdot 4,1 + 10 \approx 418 \text{ mm}$$

și $b = 4,1$ mm (conform STAS 1164-71).

342 Să se calculeze transmisia cu roți cu fricțiune cilindrice a unui transportor. Se cunosc: $P = 7,5$ kW, $n_1 = 1000$ rot/min, $n_2 = 350$ rot/min, materialele roților — textolit pe oțel. Se aleg: $c = 1,35$, $\psi_A = 0,3$, $\sigma_{ak} = 1000$ daN/cm², $E_1 = 6 \cdot 10^4$ daN/cm² și $E_2 = 2,1 \cdot 10^6$ daN/cm².

343 Să se determine puterea pe care o poate transmite transmisia cu roți cu fricțiune cilindrice și forța necesară de apăsare. Se cunosc: $n_1 = 2860$ rot/min, $R_1 = 2$ cm, $R_2 = 8$ cm, $B = 2$ cm, $i = 4$, $c = 1,25$, $\mu = 0,25$. Rola conducătoare este confecționată din textolit, cu $E_1 = 6 \cdot 10^4$ daN/cm² și $\sigma_{ak} = 800$ daN/cm², iar rola condusă din oțel.

344 Să se verifice, la solicitarea de contact, transmisia cu roți cu fricțiune cu caneluri circulare, cunoscîndu-se: $P = 6$ kW, $n_1 = 1000$ rot/min, $i = 4,5$, $A = 150$ mm, $z = 4$, $c = 1,2$; materialul roților — oțel, cu $\sigma_{ak} = 7000$ daN/cm². Transmisia funcționează fără ungere ($\mu = 0,2$). Să se calculeze și forța de apăsare necesară.

345 Să se verifice transmisia cu roți cu fricțiune conice, la care $P = 1,5$ kW, $n_1 = 2960$ rot/min, $i = 2,5$, materialul roților — oțel, cu $\sigma_{ak} = 6000$ daN/cm², $\mu = 0,05$ și $c = 1,75$. Diametrele maxime ale roților au valorile $D_1 = 8$ cm și $D_2 = 20$ cm, iar $B = 3,25$ cm. Să se calculeze semiunghiurile conurilor de rostogolire și forțele de apăsare necesare.

346 Să se verifice dacă variatorul frontal din fig. 213, avînd raza rolei conducătoare $R_1 = 10$ cm, poate transmite puterea $P = 5$ kW, la o turație $n_1 = 1500$ rot/min. Se adoptă: $c = 1,2$, $\mu = 0,25$, $\sigma_{ak} = 1000$ daN/cm², $B = 5$ mm. Rola se execută din textolit, iar discul din oțel. Să se calculeze și forța necesară de apăsare.

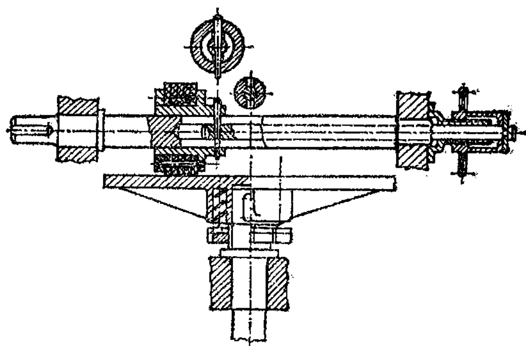


Fig. 213

347 Să se verifice dacă un variator conic este capabil să transmită puterea $P = 2$ kW, la o turaţie $n_1 = 1000$ rot/min. Se cunosc: $\frac{\alpha}{2} = 30°$, $B = 6$ mm, $R_1 = 60$ mm; materialul corpurilor de rostogolire-oţel, cu duritate de 320 HB. Se alege $c = 1{,}2$, $\mu = 0{,}2$. Să se calculeze şi forţa de apăsare necesară.

348 La variatorul din problema 337, să se calculeze numărul de bile necesar pentru a transmite puterea $P = 150$ W.

349 Variatorul toroidal din transmisia unei benzi transportoare trebuie să transmită o putere $P = 2{,}5$ kW, la o turaţie $n_1 = 840$ rot/min. Se cunosc: $R_0 = 87$ mm, $r_{min} = 45$ mm, $r_{max} = 100$ mm, $B = 18$ mm. Materialul rolelor — în număr de două ($p = 2$) — este textolit, iar materialul talerelor: OLC 45. Să se verifice variatorul la solicitarea de contact, dacă $c = 2$ şi $\mu = 0{,}25$.

350 Să se determine forţele de apăsare necesare, la variatorul toroidal care transmite o putere $P = 3$ kW, la o turaţie $n_1 = 1000$ rot/min, avînd gama de reglare $G = 6{,}25$. Se adoptă: $c = 1{,}25$, $p = 2$, $\mu = 0{,}3$.

351 Să se verifice, la solicitarea de contact, variatorul multidisc care transmite puterea $P = 15$ kW, la o turaţie $n_1 = 1460$ rot/min. Variatorul are $p = 3$ arbori intermediari, pe fiecare fiind montate $z = 4$ discuri din oţel, avînd raza de contact minimă $r_{1min} = 20$ mm; raza medie de contact a discurilor conduse $r_2 = 80$ mm. Se adoptă: $c = 1{,}2$, $\mu = 0{,}03$, $i_a = 0{,}8$, $B = 4$ mm, $\gamma = 2°$, $\eta_a = 0{,}97$, $\sigma_{ak} = 5000$ daN/cm^2.

352 Să se calculeze elementele geometrice şi cinematice ale variatorului multidisc, la care se cunosc: gama de reglare a turaţiei $G = 4$, turaţia la arborii discurilor conducătoare $n_{int} = 1800$ rot/min, raza minimă de contact a discurilor conducătoare $r_{1min} = 20$ mm şi raza medie de contact a discurilor conduse $r_2 = 100$ mm.

353 Să se verifice variatorul cu conuri deplasabile şi inel rigid, la care se cunosc: puterea de transmis $P = 2{,}2$ kW, turaţia la intrare 1440 rot/min, gama de reglare $G = 6{,}25$, raza de contact minimă $r_{min} = 25$ mm, lungimea liniei de contact dintre inel şi conuri $B = 5$ mm, $c = 1{,}3$, $\mu = 0{,}2$ şi $\sigma_{ak} = 6000$ daN/cm^2.

354 Variatorul cu conuri deplasabile şi curea trapezoidală din figura 212 transmite o putere $P = 4$ kW, la o turaţie $n_1 = 1440$ rot/min, avînd o gamă de reglare a turaţiei $G = 4$. Se mai cunosc: diametrul de contact minim $d_{min} = 180$ mm, $c = 1{,}35$, $\mu = 0{,}3$. Se cere să se efectueze calculul cinematic şi geometric al variatorului şi să se determine forţele de apăsare maximă şi minimă, necesare dimensionării dispozitivului de apăsare.

20

TRANSMISII CU ROŢI DINŢATE

Transmisia cu roţi dinţate *) este un mecanism elementar format din două roţi dinţate conjugate, mobile în jurul a două axe — cu poziţie relativă invariabilă — care transmite mişcarea prin intermediul dinţilor aflaţi, succesiv, în contact. Angrenajele se întrebuinţează — pe scară largă — în construcţia de maşini pentru transmiterea mişcării de rotaţie între arbori cu axe paralele, concurente şi încrucişate şi, de asemenea, pentru transformarea mişcării de rotaţie în mişcare de translaţie şi invers.

NOTAŢII FOLOSITE

A, A_0, A_Σ — distanţa dintre axe, distanţa dintre axele de referinţă, respectiv distanţa dintre axe a angrenajului echivalent;
B_1, B_2 — lăţimea pinionului, respectiv a roţii dinţate;
c_i — coeficientul de siguranţă la solicitarea de încovoiere;
c_f — coeficientul de formă al danturii;
D_d, D_r, D_e, D_i, D_b — diametrul de divizare, rostogolire, de cap, de picior, respectiv de bază;
$D_{d\Sigma}$, $D_{e\Sigma}$, $D_{b\Sigma}$ — diametrul de divizare, de cap, respectiv de bază a roţilor angrenajului echivalent;
E — modulul de elasticitate;
F_t, F_r, F_a — forţa tangenţială, radială şi respectiv axială;
i, i_z — raportul de transmitere, respectiv raportul de angrenare;
k_c, k_i, k'_c, k'_i — coeficientul de corecţie al sarcinii pentru solicitarea de contact, respectiv de încovoiere; preliminar, respectiv calculat pentru cazul concret;
k_m — coeficientul de corecţie al sarcinii pentru angrenajul melcat;
k_r, k_d — coeficientul de repartiţie al sarcinii pe dinte, respectiv coeficientul dinamic;
k_{rm}, k_{dm} — coeficientul de repartiţie al sarcinii pe dinte, respectiv coeficientul dinamic pentru angrenajele melcate;
k_1, k'_1 — coeficientul de regim pentru solicitarea de contact, respectiv pentru solicitarea de încovoiere;
k_{1m}, k'_{1m} — coeficientul de regim pentru angrenajele melcate;
k_ε — coeficientul gradului de acoperire;

*) *Angrenajul.*

k_σ — coeficientul efectiv de concentrare a eforturilor la baza dintelui;
L — lungimea generatoarei conului de divizare;
$M_t, \left(\frac{P}{n}\right)$ — momentul de torsiune, respectiv raportul dintre puterea P și turația n;
N_C, N_{CB} — numărul ciclurilor de funcționare, respectiv de bază;
q — coeficientul diametral al melcului;
v — viteza periferică a roții dințate;
z_s, z_1, z_2 — numărul de dinți: total, al pinionului, al roții;
z_Σ — numărul de dinți al roții echivalente *);
θ — coeficientul de deformație al melcului;
ψ_A, ψ_L, ψ_D — coeficientul de lățime al danturii $\left(\psi_A = \frac{B}{A};\ \psi_L = \frac{B}{L};\ \psi_D = = \frac{B}{D_d}\right)$;
ξ, τ — deplasarea specifică de profil, radială, respectiv tangențială**);
β_d, β_{dm} — unghiul de înclinare de divizare la roțile dințate cilindrice cu dinți înclinați, respectiv unghiul de înclinare de divizare în secțiunea medie la roțile dințate conice cu dinți înclinați sau curbi;
ν_β — coeficient de corecție pentru calculul de rezistență al roților dințate conice cu dinți înclinați sau curbi;
σ_{-1} — rezistența la oboseală a materialului;
$\sigma_{ac}, \sigma_{ac0}$ — rezistența admisibilă la solicitarea de contact, respectiv rezistența admisibilă corespunzătoare numărului ciclurilor de bază;
σ_{ai} — rezistența admisibilă la solicitarea de încovoiere.

Indicele *1* se referă la pinion (roata dințată mică), iar indicele *2* la roata dințată (mare) a angrenajului, notațiile fiind aceleași, atît pentru pinion cît și pentru roată.

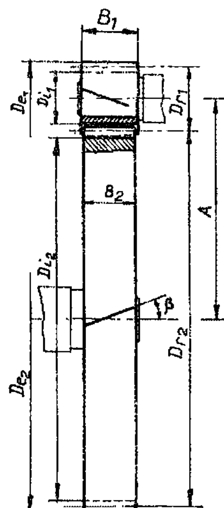
RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

Elementele geometrice ale angrenajelor cilindrice, conice și melcate se calculează conform relațiilor și indicațiilor prezentate în tabelele 71—75 [12—14, 21, 41, 55].

Calculul de rezistență al angrenajelor — la fel ca la toate organele de mașini — trebuie să se bazeze pe cauzele care pot conduce la scoaterea din funcțiune a acestora. Aceste cauze — la angrenaje — pot fi împărțite în două categorii: cauze care duc la *distrugerea flancurilor dinților* și cauze care duc la *ruperea dinților*.

*) Pentru roțile cilindrice cu dinți înclinați și roțile conice.
**) Deplasarea specifică tangențială pentru roțile conice.

Calculul geometric al angrenajului cilindric exterior, cu dantura dreaptă și înclinată
[12, 13, 21, 41]



Denumirea elementului geometric	Relațiile de calcul	
	Dantura dreaptă	Dantura înclinată
Unghiul de înclinare de referință, β_0	$\beta_0 = 0$	$\beta_0 \neq 0$
Profilul de referință (STAS 821-61)		
Unghiul (normal) profilului de referință, α_0 (α_{0n})	$\alpha_0 = 20°$	$\alpha_{0n} = 20°$
Coeficientul (normal) profilului capului de referință, f_0 (f_{0n})	$f_0 = 1$	$f_{0n} = 1$
Coeficientul (normal) jocului de referință la fund, w_0 (w_{0n})	$w_0 = 0,25$	$w_{0n} = 0,25$
Modulul, m **— normal, m_n** **— frontal, m_f**	Conform STAS 822-61 $m = m_n = m_f$	$m = m_n$ $m_f = \dfrac{m_n}{\cos \beta_0}$
Numărul de dinți al roților, $z_{1(2)}$	$z_2 = i_z z_1$	
Unghiul frontal al profilului de referință, α_{0f}	$\alpha_{0f} = \alpha_0$	$\operatorname{tg} \alpha_{0f} = \operatorname{tg}\alpha_{0n}/\cos \beta_0$

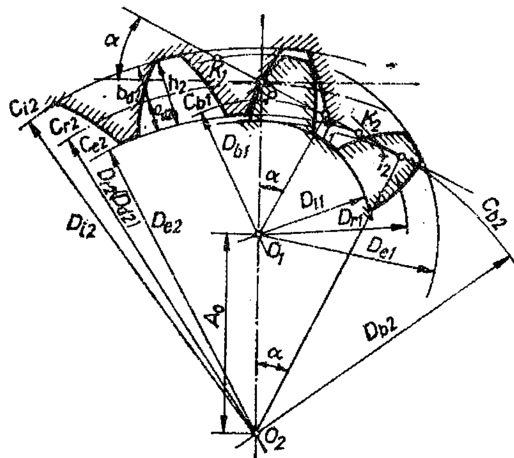
Denumirea elementului geometric	Relațiile de calcul	
	Dantura dreaptă	Dantura înclinată
Distanța dintre axe, de referință, A_0	$A_0 = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2)$	$A_0 = \frac{1}{2} m_f(z_1 + z_2) = \frac{1}{2} \frac{m_n}{\cos \beta_0} (z_1 + z_2)$
Unghiul de angrenare, α_r (α_{rf})	$\text{ev}\,\alpha_r = 2 \frac{\xi_1 + \xi_2}{z_1 + z_2} \text{tg}\, \alpha_0 + \text{ev}\,\alpha_0$	$\text{ev}\,\alpha_{rf} = 2 \frac{\xi_{n1} + \xi_{n2}}{z_1 + z_2} \text{tg}\, \alpha_{0n} + \text{ev}\,\alpha_{0f}$
Distanța dintre axe, A	$A = A_0 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r}$	$A = A_0 \frac{\cos \alpha_{0f}}{\cos \alpha_{rf}}$
Deplasările specifice de profil, $\xi_{1(2)}$, $\xi_{n1(2)}$ (pentru angrenajul zero $\xi_1 = \xi_2 = 0$, respectiv $\xi_{n1} = \xi_{n2} = 0$)	Pentru angrenajul zero deplasat	
	$\xi_1 = -\xi_2$	$\xi_{n1} = -\xi_{n2}$
	Pentru angrenajul deplasat	
	$\xi_1 + \xi_2 = \frac{\text{ev}\alpha_r - \text{ev}\alpha_0}{2\text{tg}\alpha_0} (z_1 + z_2)$	$\xi_{n1} + \xi_{n2} = \frac{\text{ev}\alpha_{rf} - \text{ev}\alpha_{0f}}{2\text{tg}\alpha_{0n}} (z_1 + z_2)$
	Se recomandă (conform ISO TC 60) :	
	– pentru $z_1 \geqslant 30$	
	$\xi_1 = \xi_2 = 0$	$\xi_{n1} = \xi_{n2} = 0$
	– pentru $z_1 < 30$ și $z_1 + z_2 \geqslant 60$	
	$\xi_1 = -\xi_2 = 0{,}03\,(30 - z_1)$	$\xi_{n1} = -\xi_{n2} = 0{,}03\,(30 - z_1)$
	– pentru $z_1 > 10$ și $30 < z_1 + z_2 < 60$	
	$\xi_1 = 0{,}03\,(30 - z_1)$ $\xi_2 = 0{,}03\,(30 - z_2)$	$\xi_{n1} = 0{,}03\,(30 - z_1)$ $\xi_{n2} = 0{,}03\,(30 - z_2)$
	– pentru $z_1 + z_2 < 30$	
	$\xi_1 + \xi_2 = 0{,}90$	$\xi_{n1} + \xi_{n2} = 0{,}90$
	Se verifică condiția de evitare a subtăierii	
	$\xi_1 \geqslant \frac{14 - z_1}{17}$	$\xi_{n1} \geqslant \frac{14 - z_{1\Sigma}}{17}$; $z_{1\Sigma} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta_0}$
Înălțimea capului dintelui, a_d	$a_d = m\,(f_0 + \xi)$	$a_d = m_n\,(f_{0n} + \xi_n)$

Denumirea elementului geometric	Relațiile de calcul	
	Dantura dreaptă	Dantura înclinată
Înălțimea piciorului dintelui, b_d	$b_d = m(f_0 + w_0 - \xi)$	$b_d = m_n(f_{0n} + w_{0n} - \xi_n)$
Înălțimea dintelui, h	$h = a_d + b_d$	
Diametrul de divizare, $D_{d1(2)}$	$D_{d1(2)} = mz_{1(2)}$	$D_{d1,2} = m_f z_{1(2)} = \frac{m_n}{\cos\beta_0} z_{1(2)}$
Diametrul de cap, $D_{e1(2)}$	$D_{e1(2)} = D_{d1(2)} + 2a_d$	
Diametrul de picior, $D_{i1(2)}$	$D_{i1(2)} = D_{d1(2)} - 2b_d$	
Diametrul de bază, $D_{b1(2)}$	$D_{b1(2)} = D_{d1(2)}\cos\alpha_0$	$D_{b1(2)} = D_{d1(2)}\cos\alpha_{0f}$
Diametrul de rostogolire, $D_{r1(2)}$	$D_{r1(2)} = D_{d1(2)}\frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_r}$	$D_{r1(2)} = D_{d1(2)}\frac{\cos\alpha_{0f}}{\cos\alpha_{rf}}$
Diametrul cercului de vîrf	$D_{v1,2} = \frac{D_{b1,2}}{\cos\alpha_{v1,2}}$ $\text{ev}\alpha_{v1,2} = \frac{0{,}5\pi + 2\xi_{1,2}\,\text{tg}\alpha_0}{z_{1,2}} +$ $+ \text{ev}\alpha_0$	$D_{v1,2} = \frac{D_{b1,2}}{\cos\alpha_{fv1,2}}$ $\text{ev}\alpha_{fv1,2} = \frac{0{,}5\pi + 2\xi_{f1,2}\,\text{tg}\alpha_{0f}}{z_{1,2}} +$ $+ \text{ev}\alpha_{0f}$
Grosimea dintelui pe cercul de divizare, s_d	$s_d = m\left(\frac{\pi}{2} + 2\,\xi\text{tg}\alpha_0\right)$	$s_d = \frac{m_n}{\cos\beta_0}\left(\frac{\pi}{2} + 2\xi_n\,\text{tg}\,\alpha_{0n}\right)$
Grosimea dintelui pe un cerc oarecare de diametru D_x, s_x	$s_x = m\left[(\text{ev}\alpha_0 - \text{ev}\alpha_x)z + \frac{\pi}{2} + \right.$ $\left. + 2\xi\,\text{tg}\,\alpha_0\right]\frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_x}$	$s_x = \frac{m_n}{\cos\beta_0}\left[(\text{ev}\alpha_{0f} - \text{ev}\alpha_{xf})z + \right.$ $\left. + \frac{\pi}{2} + 2\xi_f\,\text{tg}\,\alpha_{0f}\right]\frac{\cos\alpha_{0f}}{\cos\alpha_{xf}}$ în care: $\xi_{f1(2)} = \xi_{n1(2)}\cos\beta_0$
Legătura dintre unghiul de presiune al profilului și diametrul, D_x, α_{Rx}	$D_b = D_d\cos\alpha_0 = D_e\cos\alpha_e =$ $= D_x\cos\alpha_{Rx}$	$D_b = D_d\cos\alpha_{0f} = D_e\cos\alpha_{ef} =$ $= D_x\cos\alpha_{fRx}$

Denumirea elementului geometric	Relațiile de calcul	
	Dantura dreaptă	Dantura înclinată
Legătura între unghiul de presiune al profilului și pas, α_{Rx}, p_{Rx}	$p_b = \pi m \cos\alpha_0 = p_d \cos\alpha_0 = p_{Rx} \cos\alpha_{Rx}$	$p_b = \pi m_f \cos\alpha_{0f} = p_d \cos\alpha_{0f} = p_{Rx} \cos\alpha_{fRx}$
Gradul de acoperire, ε	$\varepsilon = \dfrac{\sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} - A\sin\alpha_r}{\pi m \cos\alpha_0}$ Pentru angrenare roată dințată-cremalieră $\varepsilon = \dfrac{\sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2} + \dfrac{a}{\sin\alpha_0} - R_{d1}\sin\alpha_0}{\pi m \cos\alpha_0}$, în care a este înălțimea capului dintelui cremalierei	$\varepsilon = \varepsilon_f + \varepsilon_s$ $\varepsilon_f = \dfrac{\sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} - A\sin\alpha_{rf}}{\pi m_f \cos\alpha_{0f}}$ $\varepsilon_s = \dfrac{B_2 \sin\beta_0}{\pi m_n}$
Evitarea ascuțirii dintelui	$D_{e1,2} < D_{v1,2}$ în general: $D_{v1,2} - D_{e1,2} \geqslant 0{,}334\ m_{(n)}$	
Lungimea peste n dinți, L_n	$n = z\dfrac{\alpha_0\ [\text{grade}]}{180} + 0{,}5$; pentru $\alpha_0 = 20°$ $n = \dfrac{z}{9} + 0{,}5$, rotunjit la întreg*)	$n = z\dfrac{\alpha_{0f}\,[\text{grade}]}{180\cos^2\beta_0} + 0{,}5$, rotunjit la întreg *)
	$L_n = L_{n0} + \Delta L_n$	
	$L_{n0} = m\cos\alpha_0\,[(n-0{,}5)\pi + z\,\mathrm{ev}\,\alpha_0]$ $\Delta L_n = 2\xi m \sin\alpha_0$	$L_{n0} = m_n\cos\alpha_{0n}\,[(n-0{,}5)\pi + z\,\mathrm{ev}\,\alpha_{0f}]$ $\Delta L_n = 2\xi_n m_n \sin\alpha_{0n}$ *Condiție pentru măsurare:* $B \geqslant L_n \sin\alpha_{0n}$

*) Rotunjirea se face în minus dacă partea zecimală este mai mică decît 0,2 și în plus dacă este mai mare decît 0,2

Calculul geometric al angrenajului cilindric interior, cu dantură dreaptă și înclinată [41]



Denumirea elementului geometric	Relațiile de calcul	
	Dantura dreaptă	Dantura înclinată
Unghiul de înclinare de referință, β_0	$\beta_0 = 0$	$\beta_0 \neq 0$
Profilul de referință (STAS 821-61)		
Unghiul (normal) profilului de referință, α_0 (α_{0n})	$\alpha_0 = 20°$	$\alpha_{0n} = 20°$
Coeficientul (normal) profilului capului de referință, f_0 (f_{0n})	$f_0 = 1$	$f_{0n} = 1$
Coeficientul (normal) jocului de referință la fund, w_0 (w_{0n})	$w_0 = 0{,}25$	$w_{0n} = 0{,}25$
Modulul, m — normal, m_n — frontal, m_f	Conform STAS 822-61 $m = m_n = m_f$	$m = m_n$ $m_f = \dfrac{m}{\cos \beta_0}$
Numărul de dinți, $z_{1(2)}$	$z_2 = iz_1$	
Unghiul frontal al profilului de referință, α_{0f}	$\alpha_{0f} = \alpha_0$	$\operatorname{tg} \alpha_{0f} = \dfrac{\operatorname{tg} \alpha_{0n}}{\cos \beta_0}$

Denumirea elementului geometric	Relațiile de calcul	
	Dantura dreaptă	Dantura înclinată
Distanța dintre axe de referință, A_0	$A_0 = \frac{1}{2} m (z_2 - z_1)$	$A_0 = \frac{1}{2} m_f (z_2 - z_1) = \frac{1}{2} \frac{m}{\cos \beta_0} (z_2 - z_1)$
Unghiul de angrenare, α_r (α_{rf})	$\mathrm{ev}\, \alpha_r = 2 \frac{\xi_1 + \xi_2}{z_1 - z_2} \mathrm{tg}\, \alpha_0 + \mathrm{ev}\, \alpha_0$	$\mathrm{ev}\alpha_{rf} = 2 \frac{\xi_{n1} + \xi_{n2}}{z_1 - z_2} \mathrm{tg}\, \alpha_{0n} + \mathrm{ev}\, \alpha_{0f}$
Distanța dintre axe, A	$A = A_0 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r}$	$A = A_0 \frac{\cos \alpha_{0f}}{\cos \alpha_{rf}}$
Deplasările specifice de profil, $\xi_{1(2)}$, $\xi_{n1(2)}$	v. tabelul 71 $\xi_{1(2)}$	$\xi_{f1(2)} = \xi_{n1(2)} \cos \beta_0$
Pentru roata danturată interior *)		
Înălțimea capului dintelui, a_{d2}	$a_{d2} = m (f_0 + \xi_2)$	$a_{d2} = m_n (f_{0n} + \xi_{n2})$
Înălțimea piciorului dintelui, b_{d2}	$b_{d2} = m (f_0 + w_0 - \xi_2)$	$b_{d2} = m_n (f_{0n} + w_{0n} - \xi_{n2})$
Înălțimea dintelui, h	$h_2 = a_{d2} + b_{d2}$	
Diametrul de divizare, D_{d2}	$D_{d2} = m z_2$	$D_{d2} = m_f z_2 = \frac{m}{\cos \beta_0} z_2$
Diametrul de cap, D_{e2}	$D_{e2} = D_{d2} - 2a_{d2}$	
Diametrul de picior, D_{i2}	$D_{i2} = D_{d2} + 2b_{d2}$	
Diametrul de bază, D_{b2}	$D_{b2} = D_{d2} \cos \alpha_0$	$D_{b2} = D_{d2} \cos \alpha_{0f}$
Diametrul de rostogolire, D_{r2}	$D_{r2} = D_{d2} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r}$	$D_{r2} = D_{d2} \frac{\cos \alpha_{0f}}{\cos \alpha_{rf}}$
Gradul de acoperire, ε	$\varepsilon = \frac{\sqrt{R_{e1}^2 + R_{b1}^2} - \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} + A \sin \alpha_r}{\pi m \cos \alpha_0}$	$\varepsilon_f = \frac{\sqrt{R_{e1}^2 + R_{b1}^2} - \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} + A \sin \alpha_{rf}}{\pi m \cos \alpha_{0f}}$; $\varepsilon_s = \frac{B_2 \sin \beta_0}{\pi m_n}$; $\varepsilon = \varepsilon_f + \varepsilon_s$

*) Pentru roata dințată exterior: v. tabelul 71

Calculul geometric al angrenajului conic, cu dinți drepți [12, 13, 21, 41]

Denumirea elementului geometric	Relațiile de calcul	
	Pinion	Roată
Unghiul dintre axe, δ_A Raportul de transmitere, i Modulul, m Cremaliera de referință, f_0, α_0, w_0	Date de proiectare	
Numărul de dinți, $z_{1(2)}$	z_1 — (ales) tabelul A I-78 $z_1 \geqslant z_{1min} = 14 \cos \delta_{d1}$ $z_{1min\ teoretic} \approx 10$; $z_{1min\ practic} \approx 8$	$z_2 = iz_1$

Denumirea elementului geometric	Relațiile de calcul	
	Pinion	Roată
Semiunghiul conului de divizare, $\delta_{d1(2)}$	$\delta_A < 90°$ $\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\sin \delta_A}{i + \cos \delta_A}$ $\delta_A = 90°$ $\operatorname{tg} \delta_{d1} = \frac{1}{i} = \frac{z_1}{z_2}$ $\delta_A > 90°$ $\operatorname{tg} \delta_{d1} = \frac{\sin (180° - \delta_A)}{i - \cos (180° - \delta_A)}$	$\delta_{d2} = \delta_A - \delta_{d1}$
Diametrul de divizare, $D_{d1(2)}$	$D_{d1} = mz_1$	$D_{d2} = mz_2$
Lungimea generatoarei de divizare, L	$L = \frac{D_{d1}}{2 \sin \delta_{d1}} = \frac{D_{d2}}{2 \sin \delta_{d2}}$ pentru $\delta_A = 90°$ $L = \frac{1}{2} \sqrt{D_{d_1}^2 + D_{d_2}^2}$	
Lățimea dintelui, B	$B \leqslant 0{,}33\ L$ sau $B \leqslant 10\ m$ Se alege valoarea cea mai mică	
Înălțimea de divizare a capului, $a_{d1(2)}$	$a_{d1} = m (f_0 + \xi_1)$ ξ_1 — tabelul AI-79	$a_{d2} = m (f_0 - \xi_1)$
Înălțimea de divizare a piciorului, $b_{d1(2)}$	$b_{d1} = m (f_0 + w_0 - \xi_1)$	$b_{d2} = m (f_0 + w_0 + \xi_1)$
Înălțimea dintelui, h	$h = a_{d1} + b_{d1} = a_{d2} + b_{d2}$	
Unghiul capului de divizare al dintelui, $\gamma_{ed1(2)}$	$\gamma_{ed1} = \frac{a_{d1}}{L}$	$\gamma_{ed2} = \frac{a_{d2}}{L}$
Unghiul piciorului de divizare al dintelui, $\gamma_{id1(2)}$	$\gamma_{id1} = \frac{b_{d1}}{L}$	$\gamma_{id2} = \frac{b_{d2}}{L}$

Denumirea elementului geometric		Relațiile de calcul — Pinion	Relațiile de calcul — Roată
Semiunghiul conului de cap, $\delta_{e1(2)}$		$\delta_{e1} = \delta_{d1} + \gamma_{ed1}$	$\delta_{e2} = \delta_{d2} + \gamma_{ed2}$
Semiunghiul conului de picior, $\delta_{i1(2)}$		$\delta_{i1} = \delta_{d1} - \gamma_{id1}$	$\delta_{i2} = \delta_{d2} - \gamma_{id2}$
Diametrul de cap, $D_{e1(2)}$		$D_{e1} = D_{d1} + 2a_{d1} \cos \delta_{d1}$	$D_{e2} = D_{d2} + 2a_{d2} \cos \delta_{d2}$
Diametrul de picior, $D_{i1(2)}$		$D_{i1} = D_{d1} - 2b_{d1} \cos \delta_{d1}$	$D_{i2} = D_{d2} - 2b_{d2} \cos \delta_{d2}$
Distanța de montaj, $I_{1(2)}$		$I_1 = \frac{D_{e1}}{2} \operatorname{ctg} \delta_{e1}$	$I_2 = \frac{D_{e2}}{2} \operatorname{ctg} \delta_{e2}$
Elemente de control	Arcul de divizare al dintelui, $s_{d1(2)}$	$s_{d1} = m\left(\frac{\pi}{2} + 2\xi_1 \operatorname{tg} \alpha_0 + \tau\right) - \frac{j}{2}$ *)	$s_{d2} = \pi m - s_{d1} - j$
	Coarda de divizare a dintelui, $g_{d1(2)}$	$g_{d1} = s_{d1} - \frac{s_{d1}^3 \cos^2 \delta_{d1}}{6 D_{d1}^2}$	$g_{d2} = s_{d2} - \frac{s_{d2}^3 \cos^2 \delta_{d2}}{6 D_{d2}^2}$
	Înălțimea la coarda de divizare, $k_{d1(2)}$	$k_{d1} = a_{d1} + \frac{s_{d1}^2}{6 D_{d1}} \cos \delta_{d1}$	$k_{d2} = a_{d2} + \frac{s_{d2}^2}{6 D_{d2}} \cos \delta_{d2}$
Roata echivalentă	Diametrul de divizare al roții echivalente, $D_{d\Sigma 1(2)}$	$D_{d\Sigma 1} = \frac{D_{d1}}{\cos \delta_{d1}}$	$D_{d\Sigma 2} = \frac{D_{d2}}{\cos \delta_{d2}}$
	Numărul de dinți al roții echivalente, $z_{\Sigma 1(2)}$	$z_{\Sigma 1} = \frac{z_1}{\cos \delta_{d1}}$	$z_{\Sigma 2} = \frac{z_2}{\cos \delta_{d2}}$
	Raza cercului de bază al roții echivalente, $R_{b\Sigma 1(2)}$	$R_{b\Sigma 1} = \frac{D_{d\Sigma 1}}{2} \cos \alpha_0$	$R_{b\Sigma 2} = \frac{D_{d\Sigma 2}}{2} \cos \alpha_0$
	Diametrul de cap al roții echivalente, $D_{e\Sigma 1(2)}$	$D_{e\Sigma 1} = D_{d\Sigma 1} + 2a_{d1}$	$D_{e\Sigma 2} = D_{d\Sigma 2} + 2a_{d2}$
	Distanța dintre axe a angrenajului echivalent, A_Σ	$A_\Sigma = \frac{D_{d\Sigma 1} + D_{d\Sigma 2}}{2}$; pentru angrenaj zero sau zero deplasat	
	Gradul de acoperire, ε	$\varepsilon = \frac{\sqrt{R_{e\Sigma 1}^2 - R_{b\Sigma 1}^2} + \sqrt{R_{e\Sigma 2}^2 - R_{b\Sigma 2}^2} - A_\Sigma \sin \alpha_0}{\pi m \cos \alpha_0}$	

*) τ — deplasarea specifică tangențială posibilă a fi realizată pe mașini la care flancurile dinților roții plane se materializează prin două cuțite diferite $\tau_1 = -\tau_2$; j — jocul între flancurile ce nu transmit moment, $j \geqslant 0$.

Tabelul 74

Calculul geometric al angrenajului conic cu dinți înclinați și cu dinți în arc de cerc [41]

Denumirea elementului geometric	Relațiile de calcul	
	Dantură înclinată	Dantură în arc de cerc
Unghiul dintre axe, δ_A	Date de proiectare	
Raportul de transmitere, i		
Modulul frontal exterior, m_f	$m_n = m_f \cos \beta_{dmax}$	
Unghiul de înclinare, β_d	$\beta_{dmax} \leq 35°$	β_{dm} — provizoriu $\leq 40° - 45°$

Cremalieră de referință, α_0, f_0, w_0	α_{0n}, f_{0n}, w_{0n} $f_{0f} = f_{0n}/\cos \beta_{dmax}$; $w_{0f} = w_{0n}/\cos\beta_{dmax}$	α_{0n} f_{0f}, w_{0f} — tabelul AI-81
Deplasările specifice ale profilului, ξ, τ	ξ_f — tabelul AI-79	ξ_1 — tabelul AI-79 τ — tabelul AI-80
Numărul de dinți, $z_{1(2)}$	z_1 — se alege din tabelul AI-82 $z_2 = iz_1$	
Semiunghiul conului de divizare, $\delta_{d1(2)}$	$\delta_A < 90°$ $\text{tg}\, \delta_{d1} = \frac{\sin \delta_A}{i + \cos \delta_A}$; $\delta_A = 90°$ $\text{tg}\, \delta_{d1} = \frac{1}{i} = \frac{z_1}{z_2}$; $\delta_{d2} = \delta_A - \delta_{d1}$ $\delta_A > 90°$ $\text{tg}\, \delta_{d1} = \frac{\sin (180° - \delta_A)}{i - \cos (180° - \delta_A)}$.	
Diametrul de divizare, $D_{d1(2)}$	$D_{d1(2)} = m_f z_{1,2}$	
Lungimea generatoarei de divizare, L	$L = \frac{D_{d1}}{2\sin \delta_{d1}} = \frac{D_{d2}}{2\sin \delta_{d2}}$; pentru $\delta_A = 90°$; $L = \frac{1}{2}\sqrt{D_{d1}^2 + D_{d2}^2}$	

Tabelul 71 (continuare)

Denumirea elementului geometric	Relațiile de calcul	
	Dantură înclinată	Dantură în arc de cerc
Lățimea dintelui, B	$B \leqslant \frac{L}{3}$ sau $B \leqslant 8m_f$	$B \leqslant 0{,}3L$ sau $B \leqslant 10\ m_f$
Înălțimea de divizare a capului, $a_{d1(2)}$	$a_{d1(2)} = m_f\,(f_{0f} \pm \xi_{f1})$	$a_{d1(2)} = m_f\,(f_{0f} \mp \xi_1)$
Înălțimea de divizare a piciorului, $b_{d1(2)}$	$b_{d1(2)} = m_f\,(f_{0f} + w_{0f} \pm \xi_{f1})$	$b_{d1(2)} = m_f\,(f_{0f} + w_{0f} \mp \xi_1)$
Înălțimea dintelui, h	$h = a_{d1} + b_{d1} = a_{d2} + b_{d2}$	
Unghiul capului de divizare a dintelui, $\gamma_{ed1(2)}$	$\operatorname{tg}\gamma_{ed1(2)} = \frac{a_{d1(2)}}{L}$	
Uunghiul piciorului de divizare a dintelui, $\gamma_{id1(2)}$	$\operatorname{tg}\gamma_{id1(2)} = \frac{b_{d1(2)}}{L}$	
Semiunghiul conului de cap, $\delta_{e1(2)}$	$\delta_{e1(2)} = \delta_{d1(2)} + \gamma_{ed1(2)}$	
Semiunghiul conului de picior, $\delta_{i1(2)}$	$\delta_{i1(2)} = \delta_{d1(2)} - \gamma_{id1(2)}$	
Diametrul de cap, $D_{e1(2)}$	$D_{e1(2)} = D_{d1(2)} + a_{d1(2)} \cos\delta_{d1(2)}$	
Diametrul de picior, $D_{i1(2)}$	$D_{i1(2)} = D_{d1(2)} - b_{d1(2)} \cos\delta_{d1(2)}$	

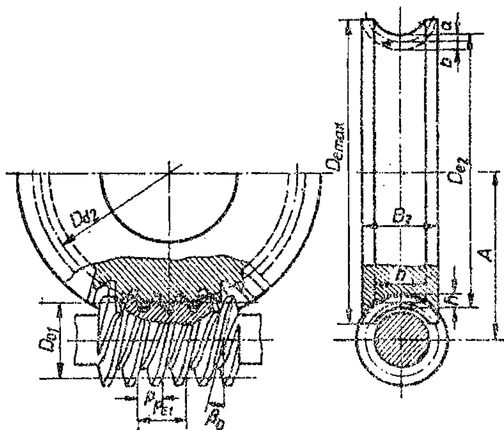
Distanța de montaj, I		$\rho_{1(2)} = \frac{D_{e1(2)}}{2} \operatorname{ctg} \delta_{e1(2)}$	
Excentricitatea, ρ, d_e		$\rho = (L - 0{,}5B) \sin \beta_{dm}$ în care: $\sin\beta_{dm} = \frac{L}{L - 0{,}5B} \sin \beta_{dmax}$	$d_e = 2\sqrt{\left(\frac{d_c}{2}\right)^2 + (L - 0{,}5B)^2 - (L - 0{,}5B)d_c \sin \beta^*_{dm}}$, în care: d_c — se alege din tabelul AI-83; β^*_{dm} — tabelul AI-84
Unghiul de înclinare al dintelui, β_{dmax}, β_{dmin}		$\sin \beta_{dmin} = \frac{L}{L - B} \sin \beta_{dmax}$	$\sin \beta_{dmax} = \frac{(0{,}5d_c)^2 + L^2 - (0{,}5d_e)^2}{Ld_e}$; $\sin \beta_{dmin} = \frac{(0{,}5d_c)^2 + (L - B)^2 - (0{,}5d_e)^2}{(L - B)d_e}$
Unghiul de angrenare frontal, α_{0f}		$\operatorname{tg}\alpha_{0f} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{0n}}{\cos \beta_{d\,max}}$	
Elemente de control	Arcul frontal de divizare al dintelui, $s_{df1(2)}$	$s_{df_1} = m_f \left(\frac{\pi}{2} + 2\xi_{f1} \operatorname{tg}\alpha_{0f} + \tau\right)$ *); $s_{df_2} = \pi m_f - s_{d1}$	
	Coarda frontală de divizare a dintelui, $g_{df1(2)}$	$g_{df1(2)} = s_{df1(2)} - \frac{s^3_{df1(2)} \cos^2 \delta_{d1(2)}}{6D_{d1(2)}}$	—
	Înălțimea la coarda frontală de divizare a dintelui, $k_{d1(2)}$	$k_{d1(2)} = a_{d1(2)} + \frac{s^2_{df1(2)}}{4D_{d1(2)}} \cos \delta_{1(2)}$	—

*) Pentru dantură în arc de cerc în relație în loc de ξ_f se introduce ξ_1

Tabelul 74 (continuare)

Denumirea elementului geometric		Relațiile de calcul — Dantură înclinată	Relațiile de calcul — Dantură în arc de cerc
Elementele angrenajului echivalent	Raza cercului de cap, $R_{e\Sigma 1(2)}$	$R_{e\Sigma 1(2)} = L\mathrm{tg}\delta_{d1(2)} + a_{d1(2)}$	
	Raza cercului de bază, $R_{b\Sigma 1(2)}$	$R_{b\Sigma 1(2)} = L\mathrm{tg}\delta_{d1(2)}\cos\alpha_{0f}$	
	Raza cercului de divizare, $R_{d\Sigma 1(2)}$	$R_{d\Sigma 1(2)} = L\mathrm{tg}\delta_{d1(2)}$	
	Distanța între axe, A_Σ	$A_\Sigma = R_{d\Sigma 1} + R_{d\Sigma 2}$	
Gradul de acoperire frontal, ε_f		$\varepsilon_f = \dfrac{\sqrt{R^2_{e\Sigma 1} - R^2_{b\Sigma 1}} + \sqrt{R^2_{e\Sigma 2} - R^2_{b\Sigma 2}} - A_\Sigma \sin\alpha_{0f}}{\pi m_f \cos\alpha_{0f}}$	
Gradul de acoperire suplimentar, ε_s		$\varepsilon_s = \dfrac{\gamma_f}{\gamma_p}$ în care: $\gamma_f = \psi_1 - \psi_2$ $\cos\psi_1 = \dfrac{\rho}{L}$ $\cos\psi_2 = \dfrac{\rho}{L_{min}}$	$\cos\psi_1 = \dfrac{\left(\dfrac{d_e}{2}\right)^2 + (L_{min})^2 - \left(\dfrac{d_c}{2}\right)^2}{d_e L_{min}}$ $\cos\psi_2 = \dfrac{\left(\dfrac{d_e}{2}\right)^2 + L^2 - \left(\dfrac{d_c}{2}\right)^2}{d_e L}$
		$L_{min} = L - B$ $\gamma_p = \dfrac{360°}{z_0}$; $z_0 = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$ (pentru $\delta_A = 90°$) $z_0 = \dfrac{z_1}{\sin\delta_{d1}} = \dfrac{z_2}{\sin\delta_{d2}}$ (pentru $\delta_A \neq 90°$)	
Gradul de acoperire total, ε		$\varepsilon = \varepsilon_f + \varepsilon_s$	

Calculul geometric al angrenajului melcat cilindric-zero [12, 13, 21, 41]



Denumirea	Relațiile de calcul — melc	Relațiile de calcul — roată melcată
Tipul melcului de referință	Tip A, STAS 6845-63	
Unghiul axial al profilului, α_{0a}	$\alpha_{0a} = 20°$, STAS 6845-63	
Coeficientul diametral, q	STAS 6845-63 și tabelul AI-92	
Coeficient de lungime al melcului, q_L	$q_L = 2(1 + \sqrt{z_2})$	—
Coeficient de lățime a roții melcate, q_b	—	$q_b = 2\sqrt{q+1}$
Modul axial, m_a	STAS 822-61	
Numărul de dinți, $z_{1(2)}$	tabelul AI-91	$z_2 = iz_1$ Recomandat uzual pentru transmisii de putere: $z_{2min} = 27$; $z_{2max} = 120$
Distanța dintre axe, A	$A = \frac{m_a}{2}(q + z_2)$, STAS 6055-68	
Diametrul de referință, D_{01}	$D_{01} = qm_a$	—

Denumirea	Relațiile de calcul	
	melc	roată melcată
Diametrul de divizare convențional, D_{d2}	—	$D_{d2} = m_a z_2$
Diametrul de cap, $D_{e1(2)}$	$D_{e1} = D_{01} + 2m_a f_{0a}$	median : $D_{e2} = D_{d2} + 2m_a f_{0a}$ maxim : $D_{e\,max} = D_{e2} + m_a f_{0a}$
Înălțimea dintelui, h	$h = a + b = m_a (2f_{0a} + w_{0a})$ (informativ)	
Pasul elicei, p_{E1}	$p_{E1} = \pi m_a z_1$	—
Înălțimea capului dintelui, a	$a = a_0 = f_{0a} m_a$	—
Lungimea melcului, L_1	$L_1 = q_L m_a$	—
Lățimea utilă a melcului, b	$b = q_b m_a$	—
Unghiul elicei de referință și de înclinare a dinților, θ_0, β_0	$\operatorname{cotg}\theta_0 = \frac{z_1}{q}$; β_0 complementar lui θ_0 : $\operatorname{tg}\beta_0 = \frac{z_1}{q}$	
Lățimea roții melcate, B_2	—	$B_2 = b + m_a$
Gradul de acoperire, ε	$\varepsilon = \dfrac{\sqrt{R_{e2}^2 - R_{d2}^2 \cos^2\alpha_{0a}} - R_{d2}\sin\alpha_{0a} + \dfrac{m_a f_{0a}}{\sin\alpha_{0a}}}{\pi m_a \cos\alpha_{0a}}$ — în general $\varepsilon \approx 1{,}8\ldots2{,}2$	

Parametrii sculei : $f_{0a} = 1$; $w_{0a} = 0{,}25$ — conform STAS 6845-63.

Calculul de rezistență al angrenajelor — prezentat în acest capitol, — constă, de fapt, în determinarea dimensiunilor minime, la care nu apare nici unul din fenomenele de deteriorare amintite. Calculul angrenajelor cilindrice, al angrenajelor conice și al angrenajelor melcate se poate desfășura conform metodicii indicate în tabelele 76, 77 și respectiv 78 [12—14, 21, 41, 55].

La angrenaje — organe de mașini deosebit de complexe — eforturile unitare calculate diferă substanțial de eforturile unitare efective *). Din această cauză, pentru calculul eforturilor unitare reale, trebuie introduși

*) Reale.

Metodica de calcul a angrenajelor cilindrice [12, 13, 21, 41]

<table>
<tr><th rowspan="2">Nr. crt.</th><th rowspan="2">Elementul de calcul</th><th colspan="2">Relațiile de calcul. Recomandări</th></tr>
<tr><th>Dantură dreaptă</th><th>Dantură înclinată</th></tr>
<tr><td rowspan="4">1</td><td rowspan="4">A, cm</td><td colspan="2">A. CALCULUL DE DIMENSIONARE
— cazul general —</td></tr>
<tr><td>$A = \frac{i_z \pm 1}{10}\sqrt[3]{353\frac{M_{t1}k_c E}{\psi_A i_z \sin 2\alpha_r \sigma_{ac}^2}}$</td><td>$A = \frac{i_z \pm 1}{10}\sqrt[3]{392\frac{M_{t1}k_c E\cos^2\beta_d}{\psi_A i_z \sin 2\alpha_{rn} \sigma_{ac}^2 k_\varepsilon}}$</td></tr>
<tr><td colspan="2">pentru roți din oțel cu $E = 2{,}15 \cdot 10^6$ daN/cm² și</td></tr>
<tr><td>$\alpha_r = \alpha_0 = 20°$
$A = 106\,(i_z \pm 1)\sqrt[3]{\frac{M_{t1}k_c}{\psi_A i_z \sigma_{ac}^2}}$</td><td>$\alpha_{rn} = \alpha_{on} = 20°$
$A = 110\,(i_z \pm 1)\sqrt[3]{\frac{M_{t1}k_c\cos^2\beta_d}{\psi_A i_z \sigma_{ac}^2 k_\varepsilon}}$</td></tr>
<tr><td></td><td></td><td colspan="2">Observație: pentru angrenajul exterior se ia semnul +
pentru angrenajul interior se ia semnul —</td></tr>
<tr><td>1.1</td><td>M_{t1}, daN · cm</td><td colspan="2">Este indicat în tema de proiectare sau se determină cu relația:
$M_t = 95\,500\,\frac{P\,[\mathrm{kW}]}{n_1\,[\mathrm{rot/min}]}$</td></tr>
<tr><td>1.2</td><td>i_z</td><td colspan="2">Este indicat în tema de proiectare
$i_z = z_2/z_1 = |i| \geqslant 1$</td></tr>
<tr><td rowspan="2">1.3</td><td rowspan="2">k_c, k_i</td><td colspan="2">Se adoptă inițial: $k_c = 1{,}15\ldots1{,}4$; $k_i = 1{,}3\ldots1{,}6$
în mod obișnuit</td></tr>
<tr><td>$k_c = 1{,}3$; $k_i = 1{,}6$</td><td>$k_c = 1{,}2$; $k_i = 1{,}4$</td></tr>
<tr><td>1.4</td><td>E, daN/cm²</td><td colspan="2">Pentru roți din același material: $E = E_1 = E_2$
Pentru roți din materiale diferite: $E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$</td></tr>
<tr><td>1.5</td><td>α_r</td><td colspan="2">Inițial se adoptă egal cu unghiul profilului de referință
$\alpha_r = \alpha_0$; $\alpha_{rn} = \alpha_{0n}$</td></tr>
<tr><td>1.6</td><td>$\psi_A = B/A$</td><td colspan="2">Se adoptă în funcție de felul transmisiei din tabelul AI-85</td></tr>
<tr><td>1.7</td><td>β_d</td><td>—</td><td>Se adoptă inițial egal cu unghiul de înclinare de referință
$\beta_d = \beta_0$
Valori recomandate $\beta_0 = 8°\ldots16°$</td></tr>
<tr><td rowspan="2">1.8</td><td rowspan="2">σ_{ac}, daN/cm²</td><td>σ_{ac1} sau σ_{ac2} (cel mai mic)</td><td>$\sigma_{ac} = \frac{\sigma_{ac1} + \sigma_{ac2}}{2}$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$\sigma_{ac1} = k_{11}\sigma_{ac01}$
$\sigma_{ac2} = k_{12}\sigma_{ac02}$
în care:
$k_1 = \sqrt[6]{\frac{N_{CB}}{N_C}}$; $N_{CB} = 10^7$ pentru oțeluri cu HB $\leqslant 350$; $N_{CB} = 5 \cdot 10^7$ pentru oțeluri cu HB > 350;
$N_C = 60nL_h$; pentru $N_C > N_{CB}$, se consideră $k_1 = 1$
$\sigma_{ac0} = (25\ldots27)$ HB pentru oțel și $\sigma_{ac0} = 15$ HB pentru fontă;
HB — v. tabelul AII-1
L_h, este durata de funcționare a angrenajului, în ore</td></tr>
</table>

Nr. crt.	Elementul de calcul	Relațiile de calcul Recomandări	
		Dantură dreaptă	Dantură înclinată
1.9	k_ε		Preliminar se adoptă $k_\varepsilon = 1{,}6$ sau se calculează cu relația : $$k_\varepsilon = 0{,}8z_1 \frac{1 + z_1}{2\pi} \psi_A \mathrm{tg}\beta_d,$$ pentru care se adoptă, preliminar z_1
1.10	$\boxed{A}$, mm	Valoarea calculată se rotunjește la o valoare întreagă apropiată (în plus sau în minus) sau la o valoare impusă din alte condiții. Pentru reductoare se rotunjește la o valoare conform STAS 6055-58. *În continuare în calcule intervine valoarea adoptată* $\boxed{A}$	
PARAMETRII DE DEFINIRE AI ANGRENAJULUI			
2	m, m_n, în mm	Se alege, din STAS 822-61, respectîndu-se condiția $m = \vartheta_m A$; *Valorile recomandate pentru* ϑ_m : $\vartheta_m = 0{,}05\ldots0{,}025$ pentru $i_z = 1\ldots2$; $\vartheta_m = 0{,}04\ldots0{,}02$ pentru $i_z = 2\ldots4$; $\vartheta_m = 0{,}03\ldots0{,}015$ pentru $i_z > 4$. Pentru dantură cementată : $m \geqslant 2$	$m = m_n = \vartheta_m A\cos\beta_d$
3	z_s, z_1, z_2	$$z_s = \frac{2A}{m}$$ $$z_1 = \frac{z_s}{i_z + 1}\ ;\quad z_2 = z_s - z_1$$	$$z_s = \frac{2A\cos\beta_d}{m}$$
4	$i_{z\ real}$	$$i_z = \frac{z_2}{z_1}$$ Se admit abateri de ±3 % față de i_z din temă, dacă nu sînt alte restricții.	
5	β_d	—	Pentru angrenajul zero sau zero deplasat : $$\cos\beta_d = \frac{m(z_1 + z_2)}{2A}$$
6	A_0	$$A_0 = \frac{1}{2} m(z_1 + z_2)$$	Pentru angrenajul zero sau zero deplasat $$A_0 = A = \frac{1}{2} \frac{m}{\cos\beta_d}(z_1 + z_2)$$
7	α_r	$$\cos\alpha_r = \frac{A_0}{A}\cos\alpha_0$$	Pentru angrenajul zero sau zero deplasat $$\alpha_{rn} = \alpha_{0n}$$

Nr. crt.	Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări — Dantură dreaptă	Dantură înclinată
8	$\xi_1,\ \xi_2$ $\xi_{1n},\ \xi_{2n}$	Se aleg conform indicațiilor din tabelul 71	
9	$\psi'_{A\,STAS}$	Se stabilește coeficientul definitiv de lățime a coroanelor dințate ale roților : — *pentru angrenajele zero sau zero deplasate* : $\psi'_{A\,STAS} = \psi_A \dfrac{k'_c}{k_c}\left(\dfrac{A}{A_{STAS}}\right)^3$ — *pentru angrenajele deplasate* : $\psi'_{A\,STAS} = \psi_A \dfrac{k'_c}{k_c}\left(\dfrac{A}{A_{STAS}}\right)^3 \dfrac{\sin 2\alpha_0}{\sin 2\alpha_r}$	$\psi'_{A\,STAS} = \psi_A \dfrac{k'_c}{k_c}\dfrac{k_\varepsilon}{k'_\varepsilon}\left(\dfrac{A}{A_{STAS}}\right)^3$ $\psi'_{A\,STAS} = \psi_A \dfrac{k'_c}{k_c}\dfrac{k_\varepsilon}{k'_\varepsilon}\left(\dfrac{A}{A_{STAS}}\right)^3 \dfrac{\sin 2\alpha_{0f}}{\sin 2\alpha_{rf}}$
9.1	$k'_c,\ k'_i$	$k'_c = k_r k_d$; $k'_i = k'_r k_d$ k_r ; k'_r — conform tabelului AI-86 k_d — conform tabelului AI-87 în funcție de viteza periferică a roții dințate $v = \dfrac{2A}{i_z + 1}\,\dfrac{\pi n_1}{60 \cdot 1000}$, m/s sau $v = \dfrac{\pi D_d n}{60 \cdot 1000}$, m/s în care : D_d în mm și n în rot/min	
9.2	k'_ε		$k'_\varepsilon = 0{,}8\varepsilon$ $\varepsilon = \varepsilon_f + \varepsilon_s$ conform tabelului 71
10	$B,\ B_1,$ B_2, mm	$B = \psi'_{A\,STAS} A$ $B_2 = B$; $B_1 = B_2 + (1\ldots5)$ mm	
		B. CALCULUL DE VERIFICARE	
11	σ_c, daN/cm²	$\sigma_c = \sqrt{\left[\dfrac{106(i_z \pm 1)}{A}\right]^3 \dfrac{k'_c M_{t1}}{i_z \psi'_A}} \leqslant \sigma_{ac}$	$\sigma_c = \sqrt{\left[\dfrac{110(i_z \pm 1)}{A}\right]^3 \dfrac{k'_c M_{t1} \cos^2\beta_d}{i_z \psi'_A k'_\varepsilon}} \leqslant \sigma_{ac}$ β_d — conform tabelului 71
12	σ_i, daN/cm²	$\sigma_{i1} = \dfrac{0{,}64 k'_i M_{t1}}{B m^2 z_1 c_{f1}} \leqslant \sigma_{ai1}$ $\sigma_{i2} = \dfrac{c_{f1}}{c_{f2}}\,\sigma_{i1} \leqslant \sigma_{ai2}$ în relații : M_t, în daNcm, B, în cm și m, în cm.	$\sigma_{i1} = \dfrac{0{,}71 k'_i M_{t1} \cos\beta_d}{B m_n^2 z_1 c'_{f1} k'_\varepsilon} \leqslant \sigma_{ai1}$

Nr. crt.	Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări	
		Dantură dreaptă	Dantură înclinată
12.1	c_f, c'_f, c_{fi}	c_f, în funcție de z și ξ din fig. AI-20	c'_f în funcție de z_Σ și ξ din fig. AI-20 $$z_\Sigma = \frac{z}{\cos^3\beta_d}$$
		Pentru dantura interioară $$c_{fi} = c_f\left(1 + \frac{20}{z}\right)$$ unde c_f se adoptă în funcție de z și ξ din fig. AI-20	
12.2	σ_{ai}, daN/cm²	$$\sigma_{ai} = \frac{k'_1\sigma_{-1}}{k_\sigma c_i}$$ σ_{-1}, în funcție de material, din tabelul AII-1; $k'_1 = \sqrt[9]{\frac{N_{CB}}{N_G}}$ k_σ, din tabelul AI-88; c_i, din tabelul AI-89	

Tabelul 77

Metodica de calcul a angrenajelor conice cu dantură dreaptă, înclinată și curbă [12, 13, 21, 41]

Nr. crt.	Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări	
		Dantură dreaptă	Dantură înclinată sau curbă
		A. *CALCULUL DE DIMENSIONARE*	
1	L, cm	$$L = 106\sqrt{i_z^2 + 1}\sqrt[3]{\frac{M_{t1}k_c}{(1 - 0{,}5\psi_L)^2\psi_L i\sigma_{ac}^2\nu_\beta}} \quad \text{pentru } \alpha_0 = 20°$$ $\nu_\beta = 1$ pentru dantură dreaptă; $\nu_\beta = 1{,}2$ pentru dantură zerol; $\nu_\beta = 0{,}114\sqrt{200 + \beta_{dm}^{[grd]}}$; β_{dm} — v. tabelul AI-84	
	M_{t1}, daN · cm	Este indicat în tema de proiectare sau se determină cu relația: $$M_{t1} = 95\,500\frac{P^{[kW]}}{n_1^{[rot/min]}}$$	

<table>
<tr><th rowspan="2">Nr. crt.</th><th rowspan="2">Elementul de calcul</th><th colspan="2">Relațiile de calcul. Recomandări</th></tr>
<tr><th>Dantură dreaptă</th><th>Dantură înclinată sau curbă</th></tr>
<tr><td rowspan="4">Parametrii din relația L</td><td>k_c</td><td colspan="2">Se alege preliminar:
$k_c = 1,15\dots1,4$</td></tr>
<tr><td rowspan="2">σ_{ac}, daN/cm²</td><td colspan="2">σ_{ac1} sau σ_{ac2}
$\sigma_{ac1} = k_{11}\sigma_{ac01}$; $\sigma_{ac2} = k_{12}\sigma_{ac02}$
în care:
$k_1 = \sqrt[6]{\frac{N_{CB}}{N_C}}$; $N_{CB} = 10^7$ cicluri, pentru oțeluri cu HB < 350;
$N_{CB} = 5 \cdot 10^7$ cicluri, pentru oțeluri cu HB > 350.
$N_C = 60\,n\,L_h$; L_h — durata de funcționare a angrenajului, în ore;
pentru $N_C > N_{CB}$ se consideră $k_1 = 1$; $\sigma_{ac0} = (25\dots27)$ HB;
HB din tabelul AII-1</td></tr>
<tr><td>cea mai mică valoare
σ_{ac1} sau σ_{ac2}</td><td>$\sigma_{ac} = \frac{\sigma_{ac1} + \sigma_{ac2}}{2}$</td></tr>
<tr><td>ψ_L</td><td colspan="2">$\psi_L = \frac{B}{L} = \frac{1}{3}$</td></tr>
<tr><td>2</td><td>z_1, z_2</td><td colspan="2">z_1 se alege în funcție de raportul de transmitere din tabelele AI-78, AI-81, AI-82
$z_2 = iz_1$</td></tr>
<tr><td>3</td><td>m_n, mm
m_{mn}, mm</td><td>$m_n = \frac{2L\,(1 - 0,5\psi_L)\cos\delta_{d2}}{z_1}$
pentru $\delta_A = \delta_{d1} + \delta_{d2} = 90°$
$m_n = \frac{2L\,(1 - 0,5\psi_L)}{z_1\sqrt{1 + i^2}}$</td><td>$m_{mn} = \frac{2L(1 - 0,5\psi_L)\cos\beta_{dm}\cos\delta_{d2}}{z_1}$
pentru $\delta_A = \delta_{d1} + \delta_{d2} = 90°$
$m_{mn} = \frac{2L\,(1 - 0,5\psi_L)\cos\beta_{dm}}{z_1\sqrt{1 + i^2}}$</td></tr>
<tr><td>4</td><td>m, mm
m_n, mm</td><td>$m = m_n \frac{1}{1 - 0,5\psi_L}$</td><td>$m_n = m_{mn} \frac{\cos\beta_{dmax}}{(1 - 0,5\psi_L)\cos\beta_{dm}}$</td></tr>
<tr><td></td><td></td><td colspan="2">se rotunjește la o valoare conform STAS 822-61; se corectează</td></tr>
<tr><td></td><td></td><td>$m_{mc} = m_{STAS}\,(1 - 0,5\psi_L)$</td><td>$m_{mnc} = m_{n\,STAS}(1 - 0,5\psi_L)\frac{\cos\beta_{dm}}{\cos\beta_{d\,max}}$</td></tr>
</table>

Nr. crt.	Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări — Dantură dreaptă	Relațiile de calcul. Recomandări — Dantură înclinată sau curbă
5	se corectează L_c	$L_c = \frac{m_{mc} z_1}{(2-\psi_L)\cos\delta_{d2}}$, pentru $\delta_A = \delta_{d1} + \delta_{d2} = 90°$ $L_c = \frac{m_{mc} z_1 \sqrt{i_z^2+1}}{2-\psi_L}$	$L_c = \frac{m_{mnc} z_1}{(2-\psi_L)\cos\beta_{dm}\cos\delta_{d2}}$ pentru $\delta_A = \delta_{d1} + \delta_{d2} = 90°$ $L_c = \frac{m_{mnc} z_1 \sqrt{i_z^2+1}}{(2-\psi_L)\cos\beta_{dm}}$
6	ψ'_L	Se stabilește coeficientul definitiv de lățime a coroanelor dințate ale roților: $\psi'_L = \psi_L \frac{k'_c}{k_c}\left(\frac{L}{L_c}\right)^3$	$\psi'_L = \psi_L \frac{k'_c}{k_c}\frac{k_\varepsilon}{k'_\varepsilon}\left(\frac{L}{L_c}\right)^3$
Parametrii din relația ψ_L	k'_c, k'_i	$k'_c = k_r k_d$; $k'_i = k'_r k_d$ k_r, k'_r — conform tabelului AI-86 k_d — conform tabelului AI-87	
	k'_ε	—	$k'_\varepsilon = \left[\sqrt{\left(\frac{z_{1\Sigma}}{2}+f_0+\xi_{1f}\right)^2-\left(\frac{z_{1\Sigma}\cos\alpha_{0f}}{2}\right)^2}+\right.$ $+\sqrt{\left(\frac{z_{2\Sigma}}{2}+f_0+\xi_{2f}\right)^2-\left(\frac{z_{2\Sigma}\cos\alpha_{0f}}{2}\right)^2}-$ $\left.-\frac{\mathrm{tg}\alpha_{0f}}{2\pi}(z_{1\Sigma}+z_{2\Sigma})\right]\cos\beta_{dm}$ unde: $z_{1\Sigma} = \frac{z_1}{\cos\delta_{d1}\cos^3\beta_{dm}}$; $z_{2\Sigma} = \frac{z_2}{\cos\delta_{d2}\cos^3\beta_{dm}}$; $\mathrm{tg}\alpha_{0f} = \frac{\mathrm{tg}\alpha_{0n}}{\cos\beta_{dm}}$ δ_{d1}, δ_{d2} conform tabelului 74
	v, m/s	viteza periferică a roții dințate $v_m = \frac{\pi m_{mc} z_1 n_1}{60 \cdot 1000}$	$v = \frac{\pi m_{mnc} z_1 n_1}{60 \cdot 1000 \cos\beta_{dm}}$
		se introduc valorile $m_{mc}(m_{mnc})$ în mm și n în rot/min	

Tabelul 77 (continuare)

Nr. crt.	Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări	
		Dantură dreaptă	Dantură înclinată sau curbă
7	Se stabilește lățimea coroanelor dințate $B = \psi'_L L_c$		
B. *CALCULUL DE VERIFICARE*			
8	σ_c, daN/cm²	$\sigma_c = \sqrt{\left(\frac{106\sqrt{i_z^2+1}}{L}\right)^3 \frac{M_{t1}k_c}{(1-0,5\psi'_L)\psi'_L \nu\beta}} \leqslant \sigma_{ac}$	
9	σ_i, daN/cm²	$\sigma_{i1,2} = \frac{0,64M_{t1,2}k_i}{z_{1,2}c'_{f1,2}\,k_\varepsilon B m_n^2} \leqslant \sigma_{ai1,2}$	$\sigma_{i1,2} = \frac{0,64M_{t1,2}k_i \cos\beta_{dm}}{z_{1,2}c'_{f1,2}\,k_\varepsilon B m_{mn}^2} \leqslant \sigma_{ai1,2}$
Parametrii din relația σ_i	c'_f	în funcție de $z_\Sigma = \frac{z}{\cos\delta_d}$ din fig. AI-20	$z_\Sigma = \frac{z}{\cos\delta_d \cos^3\beta_{dm}}$
	σ_{ai}, daN/cm²	$\sigma_{ai} = \frac{k'_1\sigma_{-1}}{k_\sigma c_i}$; σ_{-1} — în funcție de material, din tabelul AII-1; k_σ — v. tabelul AI-88; $k'_1 = \sqrt[9]{\frac{N_{OB}}{N_O}}$; c_i — v. tabelul AI-89	

Tabelul 78

Metodica de calcul a angrenajelor melcate [12, 13, 21 41]

Nr. crt.	Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
A. *CALCULUL DE DIMENSIONARE*		
1	A, cm	$A = \left(\frac{z_2}{q}+1\right)\sqrt[3]{M_{t2}k_m\left(\frac{545}{\frac{z_2}{q}\sigma_{ac2}}\right)^2}$

Nr. crt.	Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Parametrii din relația *A*	M_{t2}, daN · cm	Este indicat în tema de proiectare sau se determină cu relația: $$M_{t2} = M_{t1} i \eta$$ în care: $$M_{t1} = 95\,500 \frac{P^{[kW]}}{n_1^{[rot/min]}},$$ η — conform tabelului AI-90
	k_m	Se alege preliminar $k_m = 1...1{,}3$
	z_1, z_2	z_1 se alege în funcție de raportul de transmitere din tabelul AI-91; $z_2 = iz_1$.
	q	q se alege în funcție de modulul m_a sau puterea P, v. tabelul AI-92
	σ_{ac}, daN/cm²	Se determină pentru roata melcată $$\sigma_{ac2} = k_{1m} \sigma_{ac02}$$ în care: $$k_{1m} = \sqrt[6]{\frac{N_{CB}}{N_C}}\ ;\ N_{CB} = 10^7, \text{ cicluri, };\ N_c = 60nL_h;$$ L_h — durata de funcționare a angrenajului, în ore; σ_{ac0} — conform tabelului AII-20 și AII-21.
2	A_{STAS}, cm	Se recomandă rotunjirea valorii lui A pînă la o valoare conform STAS 6055-68.
3	Se stabilesc elementele geometrice conform tabelului 75	
B. CALCULUL DE VERIFICARE		
4	σ_{c2}, daN/cm²	$$\sigma_{c2} = \frac{545}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{M_{t2} k_m \left(\frac{\frac{z_2}{q} + 1}{A} \right)^3} \leqslant \sigma_{ac}$$
5	k_m	$$k_m = k_{rm} k_{dm}$$ $k_{rm} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3$, θ — conform tabelului AI-93; $k_{rm} = 1$, pentru încărcare constantă; k_{dm} = conform tabelului AI-95, în funcție de clasa de precizie care se determină în funcție de $v = \frac{\pi D_{01} n_1}{60 \cdot 1000}$ [m/s], din tabelul AI-94.

Nr ort.	Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
6	σ_{i2}, daN/cm²	$\sigma_{i2} = \frac{0{,}64 M_{t2} k_m}{z_2(q + 1{,}5) c_{fm2} m_a^3} \leqslant \sigma_{ai2}$*)
Parametrii din relația σ_i	c_{fm2}	c_{fm2} — conform tabelului AI-96
	σ_{ai}, daN/cm²	$\sigma_{ai} = \frac{k'_{1m} \sigma_{-1}}{k_\sigma c}$ σ_{-1} — în funcție de material, din tabelul AII-1, k_σ — tabelul AI-88 ; $c = 1{,}5\ldots2{,}5$; $k'_{1m} = \sqrt[6]{\frac{10^8}{N_C}}$

OBSERVAȚIE

La angrenajele melcate este necesară și o verificare a condiției de limitare a încălzirii prin stabilirea temperaturii băii de ulei și compararea acesteia cu o temperatură admisibilă. Relațiile care se folosesc pentru această verificare sînt prezentate în [55] p. 828—829.

*) Calculul la încovoiere prezintă interes la angrenajele foarte lente și în special la cele manuale.

o serie de factori de corecție care țin seama de formă, material, tehnologie, precizie, condiții de funcționare. Recomandările orientative pentru alegerea acestor factori sînt prezentate în tabelele 76—78.

Pentru calculul orientativ al transmisiilor — care funcționează timp îndelungat ($N_C > N_{CB}$) — se poate considera

$$\sigma_{ac} = \sigma_{aco}$$

La transmisiile cu o funcționare limitată ($N_C < N_{CB}$), rezistență admisibilă la solicitarea de contact — pentru angrenajele cu dantura dreaptă, cilindrice sau conice — se alege ca fiind cea mai mică dintre valorile calculate σ_{ac1} și σ_{ac2} (v. tabelele 76 și 77), iar pentru angrenajele cu dantură înclinată — semisuma valorilor calculate σ_{ac1} și σ_{ac2} (v. tabelele 76 și 77). În cazul în care numărul ciclurilor de funcționare este mult mai mic decît numărul ciclurilor de bază — pentru a nu se depăși limita de curgere — se limitează valoarea rezistenței admisibile la contact

$$\sigma_{ac} = (1{,}5\ldots1{,}6)\sigma_{ac0}.$$

Roțile dințate executate din materiale cu HB < 350 se calculează la solicitarea de contact, efectuîndu-se o verificare la solicitarea de încovoiere. În cazul roților dințate executate din materiale cu HB > 350 se efectuează un calcul de dimensionare din condiția de rezistență la solicitarea de încovoiere (se determină m) [12, 41].

Tabelul 79

Relațiile pentru calculul forțelor din angrenaje [9, 12, 13, 21, 41]

Schiță	Tipul angrenajului		Denumirea forței	Simbol	Relațiile pentru calculul forțelor	
	cilindric	cu dinți drepți	tangențială	F_t	—	$F_t = \frac{2M_t}{D_d}$
			radială	F_r	—	$F_r = F_t \mathrm{tg}\alpha_0$
		cu dinți înclinați	tangențială	F_t	—	$F_t = \frac{2M_t}{D_d}$
			radială	F_r	—	$F_r = F_t \frac{\mathrm{tg}\alpha_{n0}}{\cos\beta_d}$
			axială	F_a	—	$F_a = F_t \mathrm{tg}\beta_d$
	conic	cu dinți drepți	tangențială	F_t	pinion	$F_{t_1} = \frac{2M_{t1}}{D_{dm1}}$
					roată	$F_{t_2} = \frac{2M_{t2}}{D_{dm2}}$
			radială	F_r	pinion	$F_{r1} = F_{t_1}\cos\delta_{d1}\mathrm{tg}\alpha_{n0}$
					roată	$F_{r2} = F_{a1}$
			axială	F_a	pinion	$F_{a1} = F_{t_1}\sin\delta_{d1}\mathrm{tg}\alpha_{n0}$
					roată	$F_{a2} = F_{r1}$

	conic	cu dinți înclinați și curbi*)	tangențială	F_t	pinion	$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{D_{dm1}}$
					roată	$F_{t2} = \frac{2M_{t2}}{D_{dm2}}$; $F_{t2} = F_{t1}$ (neglijînd pierderile)
			radială	F_r	pinion	$F_{r1} = F'_{r1} \mp F''_{r1} = = F_{t1}\left(\text{tg}\alpha_{no}\frac{\cos\delta_{d1}}{\cos\beta_{dm}} \mp \text{tg}\beta_{dm}\sin\delta_{d1}\right)$
					roată	$F_{r2} = F'_{r2} \pm F''_{r2} = = F_{t2}\left(\text{tg}\alpha_{no}\frac{\cos\delta_{d2}}{\cos\beta_{dm}} \pm \text{tg}\beta_{dm}\sin\delta_{d2}\right)$
			axială	F_a	pinion	$F_{a1} = F'_{a1} \pm F''_{a1} = = F_{t1}\left(\text{tg}\alpha_{no}\frac{\sin\delta_{d1}}{\cos\beta_{dm}} \pm \text{tg}\beta_{dm}\cos\delta_{d1}\right)$
					roată	$F_{a2} = F'_{a2} \mp F''_{a2} = = F_{t2}\left(\text{tg}\alpha_{no}\frac{\sin\delta_{d2}}{\cos\beta_{dm}} \mp \text{tg}\beta_{dm}\cos\delta_{d2}\right)$

*) 1. Pentru $\delta_A = \delta_{d1} + \delta_{d2} = 90^0$, $F_{a1} = F_{r2}$ și $F_{r1} = F_{a2}$.
2. Dacă sensul înclinării dinților coincide cu sensul de rotație al roții (privită dinspre diametrul maxim) în relația forței axiale se introduce semnul plus. În caz contrar se introduce semnul minus.

Tabelul 79 (continuare)

Schiță	Tipul angrenajului	Denumirea forței	Simbol	Relațiile pentru calculul forțelor	
	melcat	tangențială	F_t	melc	$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{D_{01}}$
				roată melcată	$F_{t2} = \frac{F_{t1}}{\mathrm{tg}(\beta_0 + \varphi')}$
		radială	F_r	melc	$F_{r1} = F_{t1} \frac{\mathrm{tg}\alpha_{n0}\cos\varphi'}{\sin(\beta_0 + \varphi')}$
				roată melcată	$F_{r2} = F_{r1}$
		axială	F_a	melc	$F_{a1} = F_{t2}$
				roată melcată	$F_{a2} = F_{t1}$

În general, la angrenajele melcate, distanța dintre axe A se determină prin încercări — adoptîndu-se diferiți q (conform STAS) — pentru a se putea păstra raportul de transmitere indicat. În practica de proiectare, se obțin rezultate mult mai aproape de condițiile impuse folosind — la aceste angrenaje — deplasarea de profil.

Relațiile pentru calculul forțelor în angrenajele cilindrice, conice și melcate, sînt indicate în tabelul 79.

355 Să se determine — din condiția de rezistență la contact — distanța dintre axe la angrenajul cilindric cu dinți drepți, capabil să transmită o putere $P = 3$ kW la o turație $n = 1250$ rot/min știind că: materialul pinionului este 40 C 10, STAS 791-66 (HB = 270) și al roții OLC 60, STAS 880-66 (HB = 230); raportul de transmitere $i_z = 3{,}8$; coeficientul de corecție al sarcinii $k_c = 1{,}3$; durata de funcționare a angrenajului $L_h = 2000$ ore.

Rezolvare:

Se calculează momentul de torsiune:

$$M_t = 95\,500 \frac{P[\text{kW}]}{n[\text{rot/min}]} = 95\,500 \frac{3}{1250} = 229{,}2 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Distanța dintre axe se calculează cu relația corespunzătoare din tabelul 76, determinîndu-se preliminar:

— se adoptă conform tabelului AI-85, $\psi_A = 0{,}3$;

— rezistența admisibilă la contact

$$\sigma_{ac\,1} = \sigma_{ac\,01} k_{11}; \quad \sigma_{ac\,2} = \sigma_{ac\,02} k_{12};$$

se adoptă din tabelul 76, $\sigma_{ac\,0} = 27$ HB, obținîndu-se

$$\sigma_{ac\,01} = 27\text{HB}_1 = 27 \cdot 270 = 7290 \text{ daN/cm}^2; \quad \sigma_{ac\,02} = 27 \cdot \text{HB}_2 = = 27 \cdot 230 = 6210 \text{ daN/cm}^2;$$

— conform relației din tabelul 76:

$$N_{C1} = 60n\,L_h = 60 \cdot 1250 \cdot 2000 = 15 \cdot 10^7 \text{ cicluri}; \; N_{C2} = 60\left(\frac{1250}{3{,}8}\right) \cdot 2000 = = 3{,}95 \cdot 10^7 \text{ cicluri}.$$

Deoarece $N_{C1} > N_{CB} = 10^7$ cicluri și $N_{C2} > N_{CB}$ rezultă că $k_{11} = k_{12} = 1$ și atunci $\sigma_{ac\,1} = \sigma_{ac\,01}$; $\sigma_{ac} = \sigma_{ac\,02}$; se adoptă $\sigma_{ac} = \sigma_{ac\,2} = 6210$ daN/cm², deoarece $\sigma_{ac\,2} < \sigma_{ac\,1}$. Cu aceste date se obține în final (v. tabelul 76):

$$A = 106\,(i_z + 1)\sqrt[3]{\frac{M_{t1} k_c}{\psi_A i_z \sigma_{ac}^2}} = 106\,(3{,}8 + 1)\sqrt[3]{\frac{229{,}2 \cdot 1{,}3}{0{,}3 \cdot 3{,}8 \cdot 6210^2}} = 9{,}62 \text{ cm}$$

adoptîndu-se, din STAS 6055-68, $A = 100$ mm.

356 La un angrenaj cilindric cu dinți drepți a rezultat (din calculul de dimensionare la contact) $A = 100$ mm pentru $i_z = 3, k_i = k_c = 1{,}4$. Știind că $m = 2$ mm, $B = 30$ mm, iar materialul pinionului este OLC 45, se cere să se verifice dintele la solicitarea de încovoiere.

Rezolvare :

Se determină elementele componente din relația efortului unitar de încovoiere (v. tabelul 76). Astfel: pentru $z_1 = \frac{2A}{m(i_z + 1)} = 25$ dinți, rezultă $c_f = 0{,}1355$, din figura AI-20. Momentul de torsiune, capabil a fi transmis, din condiția de rezistență la contact (v. tabelul 76):

$$M_{t1} = \left[\frac{A}{106(i_z + 1)}\right]^3 \frac{\psi_A}{k_c} i_z \sigma_{ac}^2 = \left(\frac{10}{106 \cdot 4}\right)^3 \frac{0{,}3}{1{,}4} \cdot 3 \cdot 5200^2 = 228 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde: $k_c = 1{,}4$; $\psi_A = \frac{B}{A} = \frac{30}{100} = 0{,}3$; $\sigma_{ac\,1} = \sigma_{ac\,01} = 26\text{HB} = 26 \cdot 200 = 5200$ daN/cm^2.

Se calculează efortul unitar, efectiv de încovoiere (v. tabelul 76):

$$\sigma_i = 0{,}64 \frac{M_t k_i}{z B m^2 c_f} = 0{,}64 \frac{228 \cdot 1{,}4}{25 \cdot 3 \cdot 0{,}2^2 \cdot 0{,}1355} = 502{,}55 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai} = 900 \text{ daN/cm}^2,$$

$$\text{unde: } \sigma_{ai} = \frac{k_1' \sigma_{-1}}{k_\sigma c_i} = \frac{1 \cdot 2700}{1{,}5 \cdot 2} = 900 \text{ daN/cm}^2,$$

introducîndu-se $\sigma_{-1} = 2700$ daN/cm^2 (v. tabelul AII-1); $k_\sigma = 1{,}5$ (v. tabelul AI-88); $c_i = 2$ (v. tabelul AI-89), $k_1' = 1{,}0$ (v. tabelul 76).

357 La un angrenaj cilindric cu dinți drepți se cunosc $A = 140$ mm, $D_{e1} = 96$ mm, $D_{e2} = 200$ mm. Știind că este vorba de un angrenaj zero, cu înălțimea normală a dinților ($h = 2{,}25\ m$) să se determine: modulul de angrenare, numerele de dinți, raportul de transmitere.

Rezolvare :

Din datele problemei rezultă un sistem de trei ecuații cu trei necunoscute:

$$\begin{cases} m(z_1 + z_2) = 2A; \\ m(z_1 + 2) = D_{e1}; \\ m(z_2 + 2) = D_{e2}; \end{cases} \qquad \begin{cases} m(z_1 + z_2) = 280 \text{ mm}; \\ m(z_1 + 2) = 96 \text{ mm}; \\ m(z_2 + 2) = 200 \text{ mm}. \end{cases}$$

Din acest sistem se obţine

$$\begin{cases} m(z_1 + z_2 + 4) = 296 \text{ mm}; \\ m(z_1 + z_2) = 280 \text{ mm}, \end{cases}$$

de unde :

$$4m = 296 - 280; \; m = 4 \text{ mm};$$

$$z_1 = \frac{D_{e1}}{m} - 2 = \frac{96}{4} - 2 = 22 \text{ dinţi};$$

$$z_2 = \frac{D_{e2}}{m} - 2 = \frac{200}{4} - 2 = 48 \text{ dinţi},$$

iar raportul de transmitere

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{48}{22} = 2{,}1818.$$

358 Un malaxor este acţionat de un electromotor prin intermediul unui reductor în două trepte (fig. 214). Să se calculeze efortul unitar efectiv de încovoiere al dinţilor roţilor angrenajului din treapta a II-a a reductorului. Puterea transmisă de prima treaptă $P_1 = 2$kW la $n = 1000$ rot/ /min. Pinionul treptei a doua are o turaţie $n_2 = 233$ rot/min. Se cunosc : $D_{d3} = 57$ mm, $D_{d4} = 240$ mm, $m = 3$ mm, $k_t = k_c = 1{,}3$ şi $\psi_A = 0{,}4$.

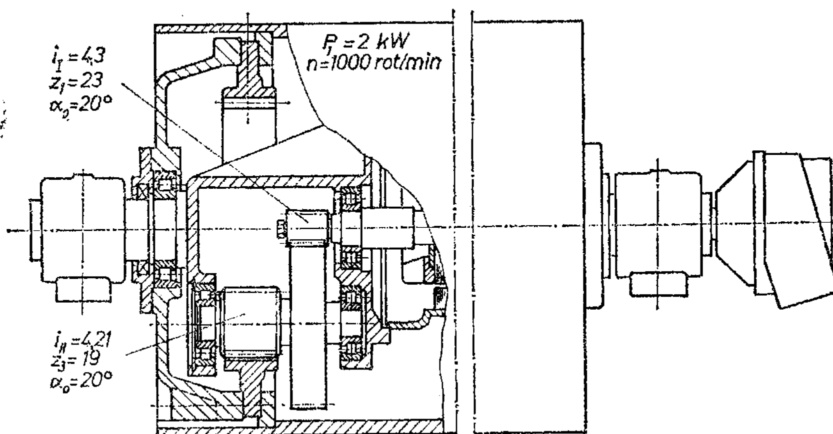


Fig. 214

Rezolvare :

Materialul roţilor dinţate nu este indicat. Din datele problemei se poate determina valoarea efortului unitar efectiv de contact, adoptîndu-se apoi — în funcţie de valoarea obţinută — materialul necesar pentru roată şi pinion.

Conform tabelului 76 rezultă

$$\sigma_c = \sqrt{\left[\frac{106(i_z - 1)}{A}\right]^3 \frac{M_{t3}k_c}{\psi_A \cdot i_z}} = \sqrt{\left(\frac{106 \cdot 3,21}{9,15}\right)^3 \frac{803,34 \cdot 1,4}{0,4 \cdot 4,21}} =$$

$= 5867,4$ daN/cm^2,

unde s-a înlocuit: $M_{t3} = 95\,500 \frac{P_2}{n_2} = 95\,500 \frac{1,96}{233} = 803,34$ daN·cm; $P_2 = \eta P_1 = 0,98 \cdot 2 = 1,96$ kW ($\eta_{cil} = 0,98$, v. tabelul AI-90); $A = \frac{D_{d4} - D_{d3}}{2} = \frac{240 - 57}{2} = 91,5$ mm; $i_z = \frac{D_{d4}}{D_{d3}} = \frac{240}{57} = 4,21$.

Se consideră $\sigma_c = \sigma_{ac}$ și se determină duritatea necesară a materialului roții*):

$$\mathrm{HB}_{roată} = \frac{\sigma_{ac}}{27} = \frac{5867,4}{27} = 217,3,$$

în funcție de această duritate adoptîndu-se ca material pentru roată: OLC 60, STAS 880-66, cu $\sigma_{-1} = 3200$ daN/cm^2 și HB = 200...240.

Deoarece se recomandă $\mathrm{HB}_{pinion} = \mathrm{HB}_{roată} + (20...50) = 250$, se alege ca material pentru pinion 40 C 10, STAS 791-66, cu $\sigma_{-1} = 3600$ daN/cm^2 și HB = (235...341).

Se determină efortul unitar de încovoiere

$$\sigma_{i3} = 0,64 \frac{M_{t3}k_i}{z_3 c_{f3} B m^2} = 0,64 \frac{803,34 \cdot 1,3}{19 \cdot 0,123 \cdot 3,66 \cdot 0,3^2} = 868 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai3},$$

introducînd în relația de mai sus următoarele elemente:

$$M_{t3} = 803,34 \text{ daN} \cdot \text{cm};\ k_i = 1,3;\ z_3 = 19;\ B_2 = \psi_A A = 0,4 \cdot 91,5 =$$

$$= 36,6 \text{ mm};\ B_1 = 40 \text{ mm}.$$

$c_{f3} = 0,123$ (v. fig. AI-20, pentru $z_3 = 19$ dinți);

$$\sigma_{ai3} = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma \cdot c_i} = \frac{3600}{1,5 \cdot 2} = 1200 \text{ daN/cm}^2;$$

$k_\sigma = 1,5$ (v. tabelul AI-88); $c_i = 2,0$ (v. tabelul AI-89).

Observație: În calculul lui σ_{i3} s-a adoptat $B_2 = 36,6$ mm, deoarece pinionul se execută mai lat — din condiții constructive — contactul putînd avea loc pe toată lungimea acestuia.

$$\sigma_{i4} = \sigma_{i3} \frac{c_{f3}}{c_{f4}} = 868 \frac{0,123}{0,2025} = 527,38 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai4} = 1067 \text{ daN/cm}^2,$$

---

*) Roata are o duritate mai mică decît pinionul, la angrenajele cu dinți drepți, această valoare folosindu-se pentru dimensionarea din condiția de contact (v. tabelul 76).

cu:

$$\sigma_{ai4} = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma c_t} = \frac{3200}{1,5 \cdot 2} = 1067 \text{ daN/cm}^2; \quad c_{f4} = c'_{f4}\left(1 + \frac{20}{z}\right) =$$

$$= 0,162 \cdot 1,25 = 0,2025; \quad c'_{f4} = 0,162 \text{ (v. fig. AI-20).}$$

359 Să se dimensioneze angrenajul cilindric cu dinţi drepţi al reductorului din lanţul cinematic al unei instalaţii de sablat, ştiind că $P = 7$ kW, $n_1 = 750$ rot/min şi $i_z = 4,7$.

Rezolvare:

Se adoptă un oţel aliat de îmbunătăţire 40 C 10, cu HB = 270, astfel că rezistenţa admisibilă la contact (v. tabelul 76) este

$$\sigma_{ac\,1} = 27 \text{ HB} = 27 \cdot 270 = 7290 \text{ daN/cm}^2,$$

nefiind indicată durata de funcţionare.

Momentul de torsiune la intrare în reductor se calculează cu relaţia

$$M_{t1} = 95\,500 \frac{P}{n_1} = 95\,500 \frac{7}{750} = 891,3 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Se dimensionează angrenajul, din condiţia de rezistenţă la contact, adoptîndu-se $\psi_A = 0,3$ şi $k_c = 1,3$

$$A = 106(i_z + 1)\sqrt[3]{\frac{M_{t1}k_c}{\psi_A i_z \sigma_{ac}^2}} = 106(4,7 + 1)\sqrt[3]{\frac{891,3 \cdot 1,3}{0,3 \cdot 4,7 \cdot 7290^2}} = 15,004 \text{ cm},$$

valoare care se rotunjeşte la $A = 160$ mm, conform STAS 6055-68.

360 Troliul din figura 215 are roţile dinţate executate — în ambele trepte — din fontă turnată (HB = 170). Angrenajele sînt evolventice $\alpha_0 = 20^\circ$, modulul $m = 10$ mm (pentru ambele trepte), numărul de dinţi fiind $z_1 = z_3 = 15$, rapoartele de transmitere $i_I = 2,8$, $i_{II} = 5,6$ şi $B_I = 7m$; $B_{II} = 1,2\,B_I$. Să se determine sarcina capabilă de ridicat, din condiţia de rezistenţă la solicitarea de contact a treptei a doua. Care este forţa necesară a fi aplicată la manivelă pentru ridicarea sarcinii Q?

Rezolvare:

Se determină rezistenţa admisibilă la solicitarea de contact. Neprecizîndu-se durata de funcţionare se adoptă $k_1 = 1$; deci: $\sigma_{ac} = \sigma_{ac\,0}$, iar $\sigma_{ac\,0} = 15$ HB $= 15.200 = 3000$ daN/cm² [41].

Se calculează distanțele între axe:

$$A_I = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{mz_1}{2}(1 + i_I) = \frac{10 \cdot 15}{2} \cdot 3{,}8 = 285 \text{mm};$$

$$A_{II} = \frac{m}{2}(z_3 + z_4) = \frac{mz_3}{2}(1 + i_{II}) = \frac{10 \cdot 15}{2} \cdot 6{,}6 = 495 \text{ mm}.$$

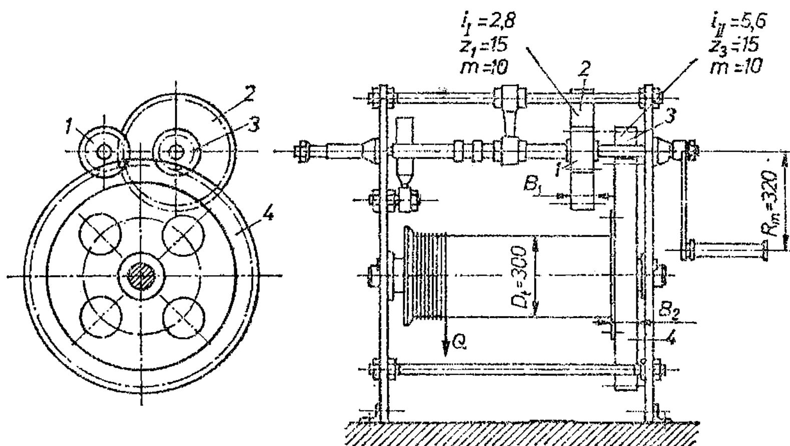


Fig. 215

Se determină lățimile coroanelor dințate, precum și coeficienții de lățime:

$$B_I = 7m = 7 \cdot 10 = 70 \text{ mm}; B_{II} = 1{,}2 B_I = 1{,}2 \cdot 70 = 84 \text{ mm};$$

$$\psi_{AI} = \frac{B_I}{A_I} = \frac{70}{285} = 0{,}245; \psi_{AII} = \frac{B_{II}}{A_{II}} = \frac{84}{495} = 0{,}17.$$

Deoarece nu se prevăd sarcini dinamice ($k_d = 1$), rotirea cu manivela executîndu-se la viteze foarte mici, se admite $k_c = k_r$:

$$k_{r1} = 1{,}0875; \quad k_{r2} = 1{,}105,$$

care s-au ales din tabelul AI-86 în funcție de $\psi_{D1} = \frac{\psi_{AI}}{2}(1 + i_I) = \frac{0{,}245}{2} \cdot 3{,}8 = 0{,}4655$; $\psi_{D2} = \frac{\psi_{AII}}{2}(1 + i_{II}) = \frac{0{,}17}{2} \cdot 6{,}6 = 0{,}56.$

Din relaţia distanţei dintre axe (v. tabelul 76) se obţine pentru cazul analizat:

$$M_{t2} = \left[\frac{A_{II}}{106(i_{II}+1)}\right]^3 \frac{\psi_{A_{II}} i_{II} \sigma_{ac}^2}{k_c} = \left[\frac{49,5}{106 \cdot 6,6}\right]^3 \frac{0,17 \cdot 5,6 \cdot (3000)^2}{1,105} =$$

$$= 2746 \text{ daN} \cdot \text{cm.}$$

Momentul la roata dispusă pe acelaşi arbore cu tamburul*)

$$M_{tt} = i_{II} M_{t2} = 5,6 \cdot 2746 = 15\,377 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

forţa Q determinîndu-se cu relaţia:

$$Q = \frac{M_{tt}}{R_t} = \frac{15\,377}{15} = 1025 \text{ daN}.$$

Momentul de torsiune la pinionul de intrare:

$$M_{t1} = \frac{M_{tt}}{i_{tot}} = \frac{M_{tt}}{i_I i_{II}} = \frac{15\,377}{2,8 \cdot 5,6} = 980 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar forţa la manivelă:

$$F_{man} = \frac{M_{t1}}{R_m} = \frac{980}{32} = 30,6 \text{ daN}.$$

Pentru ridicarea sarcinii $Q_{limită}$ sînt necesari doi muncitori, dacă fiecare depune o forţă manuală de circa 16 daN.

361 Să se determine parametrii de definire ai angrenajului din problema 359.

Rezolvare:

Conform tabelului 76 rezultă $\vartheta_m = 0,03\ldots0,015$, obţinîndu-se

$$m = (0,03\ldots0,015)\ 160 = 4,8\ldots2,4 \text{ mm}.$$

Conform STAS 822-61 se adoptă $m = 3$ mm, rezultînd

$$z_s = \frac{2A}{m} = z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot 160}{3} = 106,66 \approx 106 \text{ dinţi},$$

de unde:

$$z_1 = \frac{z_s}{i_z + 1} = \frac{106}{4,7 + 1} = 18,596 \approx 19 \text{ dinţi};$$

$$z_2 = z_s - z_1 = 106 - 19 = 87 \text{ dinţi}.$$

*) În aceste calcule nu s-a ţinut seama de randament.

Rezultă raportul de angrenare real

$$i_z = \frac{z_2}{z_1} = \frac{87}{19} = 4{,}58,$$

cu o abatere de

$$\frac{4{,}7 - 4{,}58}{4{,}7} 100 = 2{,}55\% < 3\%.$$

Distanţa dintre axe, de referinţă, este

$$A_0 = \frac{1}{2} m\ (z_1 + z_2) = \frac{1}{2} \cdot 3 \cdot 106 = 159 \text{ mm},$$

pentru obţinerea distanţei dintre axe $A = 160$ mm, fiind necesară realizarea unui angrenaj plus, cu unghiul de angrenare

$$\cos \alpha_r = \frac{A_0}{A} \cos \alpha_0 = \frac{159}{160} \cdot \cos 20° = 0{,}93382\ ;\ \alpha_r = 20°57'42''.$$

Deplasările de profil necesare sînt

$$\xi_s = \xi_1 + \xi_2 = \frac{\text{inv}\ \alpha_r - \text{inv}\ \alpha_0}{2\ \text{tg}\ \alpha_0}\ z_s =$$

$$= \frac{0{,}0172467 - 0{,}014904}{2 \cdot 0{,}36397} \cdot 106 = 0{,}341137.$$

Deplasarea de profil a roţii *1* este

$$\xi_1 = 0{,}03(30 - z_1) = 0{,}03(30 - 19) = 0{,}33,$$

pentru roata *2* rezultînd

$$\xi_2 = \xi_s - \xi_1 = 0{,}341137 - 0{,}33 = 0{,}011137.$$

Lăţimea roţilor este

$$B_2 = \psi_A A = 0{,}3 \cdot 160 = 48 \text{ mm}\ ;\ B_1 = B_2 + (1 \ldots 5)\text{mm} =$$

$$= 48 + 4 = 52 \text{ mm}.$$

362 Raportul de transmitere al primei trepte a reductorului din fig. 214 este $i_I = 4{,}3$. Se cunosc : $z_1 = 23$ dinţi ; $m = 1{,}5$ mm ; $\alpha_0 = 20°$. Să se determine elementele geometrice ale roţilor angrenajului zero şi gradul de acoperire.

Rezolvare :

Numărul de dinți ai roții 2:

$$z_2 = i\ z_1 = 4,3 \cdot 23 = 98,9, \text{ se adoptă } z_2 = 99 \text{ dinți};$$

Raportul real de transmitere:

$$i_{1real} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{99}{23} = 4,304;$$

Diametrele de divizare:

$$D_{d1} = mz_1 = 1,5 \cdot 23 = 43,5 \text{ mm}; \ D_{d2} = mz_2 = 1,5 \cdot 99 = 148,5 \text{ mm};$$

Diametrele de cap:

$$D_{e1} = D_{d1} + 2a_0 = D_{d1} + 2m = 34,5 + 3 = 37,5 \text{ mm};$$

$$D_{e2} = D_{d2} + 2a_0 = D_{d2} + 2m = 148,5 + 3 = 151,5 \text{ mm};$$

Diametrele de picior:

$$D_{i1} = D_{d1} - 2b_0 = D_{d1} - 2,5\ m = 34,5 - 3,75 = 30,75 \text{ mm};$$

$$D_{i2} = D_{d2} - 2b_0 = D_{d2} - 2,5\ m = 151,5 - 3,75 = 147,75 \text{ mm};$$

Distanța între axe (angrenaj zero):

$$A = \frac{D_{d1} + D_{d2}}{2} = \frac{34,5 + 148,5}{2} = 91,5 \text{ mm};$$

Diametrele de bază:

$$D_{b1} = D_{d1} \cos \alpha_0 = 34,5 \cdot 0,9397 = 32,42 \text{ mm};$$

$$D_{b2} = D_{d2} \cos \alpha_0 = 148,5 \cdot 0,9397 = 139,54 \text{ mm}.$$

Gradul de acoperire se calculează cu relația (v. tabelul 71):

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} - A \sin \alpha_0}{p_b} =$$

$$= \frac{\sqrt{18,75^2 - 16,21^2} + \sqrt{75,75^2 - 69,77^2} - 91,5 \cdot 0,342}{4,426} = 1,7238,$$

în care: $R_{e1} = \frac{D_{e1}}{2} = \frac{37,5}{2} = 18,75$ mm; $R_{b1} = \frac{D_{b1}}{2} = \frac{32,42}{2} =$

$= 16,21$mm; $R_{e2} = \frac{D_{e2}}{2} = \frac{151,5}{2} = 75,75$ mm; $R_{b2} =$

$= \frac{D_{b2}}{2} = \frac{139,54}{2} = 69,77$ mm; $p_b = p_d \cos \alpha_0 = \pi m \cos 20° =$

$3,14159 \cdot 1,5 \cdot 0,9397 = 4,426$ mm; $\sin \alpha_0 = \sin\ 20° = 0,342.$

363 Să se determine principalele elemente geometrice ale roţilor dinţate din problema 361 şi să se verifice evitarea ascuţirii capului dintelui.

Rezolvare :

Se cunosc : $m = 3$ mm ; $z_1 = 19$ dinţi ; $z_2 = 87$ dinţi ; $\xi_1 = 0,33$ şi $\xi_2 = 0,011137$. Conform tabelului 79 rezultă :

Diametrul de divizare :

$$D_{d1} = mz_1 = 3 \cdot 19 = 57 \text{ mm} ; D_{d2} = mz_2 = 3 \cdot 87 = 261 \text{ mm} ;$$

Înălţimea capului dintelui $a_d = m(f_0 + \xi)$:

$$a_{d1} = 3(1 + 0,33) = 3,99 \text{ mm} ; a_{d2} = 3(1 + 0,011137) = 3,0334 \text{ mm} ;$$

Înălţimea piciorului dintelui $b_d = m(f_0 + w_0 - \xi)$:

$$b_{d1} = 3(1 + 0,25 - 0,33) = 2,76 \text{ mm} ; b_{d2} = 3(1 + 0,25 - 0,011137) = 3,7166 \text{ mm} ;$$

Înălţimea dintelui $h = a_d + b_d$:

$$h_1 = h_2 = 3,99 + 2,76 = 3,0334 + 3,7166 = 6,75 \text{ mm} ;$$

Diametrul de cap $D_e = D_d + 2a_d$:

$$D_{e1} = 57 + 2 \cdot 3,99 = 64,98 \text{ mm} ; D_{e2} = 261 + 2 \cdot 3,0334 = 267,0668 \text{ mm} ;$$

Diametrul de picior $D_i = D_d - 2b_d$:

$$D_{i1} = 57 - 2 \cdot 2,76 = 51,48 \text{ mm} ; D_{i2} = 261 - 2 \cdot 3,7166 = 253,5668 \text{ mm} ;$$

Diametrul de bază $D_b = D_d \cos \alpha_0$:

$$D_{b1} = 57 \cdot 0,93969 = 53,56233 \text{ mm} ; D_{b2} = 261 \cdot 0,93969 = 245,25909 \text{ mm} ;$$

Gradul de acoperire :

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} - A \sin \alpha}{\pi m \cos \alpha_0} =$$

$$= \frac{\sqrt{32,49^2 - 26,78^2} + \sqrt{133,5^2 - 122,63^2} - 160 \cdot 0,34202}{3,14 \cdot 3 \cdot 0,93969} = 1,856 \cdot$$

Deoarece roata conducătoare se execută cu deplasare de profil mai mare se calculează :

$$D_{v1} = \frac{D_{b1}}{\cos \alpha_{v1}} = \frac{53,56233}{0,81240} = 65,93 \text{ mm.}$$

Din tabelul 71

$$\text{ev}\, \alpha_{v1} = \frac{0,5\pi + 2\xi_1 \text{tg}\, \alpha_0}{z_1} = \frac{0,5 \cdot \pi + 2 \cdot 0,33 \cdot 0,36397}{19} = 0,09531,$$

obţinîndu-se $\alpha_{v1} = 35°41'$; $\cos \alpha_{v1} = 0,81240$.

Se verifică (v. tabelul 71):

$$D_{v1} - D_{e1} = 65{,}93 - 64{,}98 = 0{,}95 \text{ mm}$$

$$D_{v1} - D_{e1} = 0{,}95 \text{ mm} < 0{,}334 \; m = 1{,}002 \text{ mm},$$

ceea ce implică redistribuirea deplasării specifice totale pe cele două roți și refacerea calculelor aferente pentru îndeplinirea condiției de evitare a ascuțirii dintelui.

364 Să se determine cota peste n dinți a roții dințate cu dinți drepți, cu $z = 75$, $m = 3$ și $\xi = -0{,}2212$.

Rezolvare:

Conform tabelului 71 rezultă numărul de dinți peste care se efectuează măsurătoarea:

$$n = z\frac{\alpha_0}{180} + 0{,}5 = 75\frac{20}{180} + 0{,}5 = 8{,}83 \approx 9 \text{ dinți},$$

rezultînd

$$L_9 = m \cos\alpha_0[(n - 0{,}5)\pi + z \operatorname{inv}\alpha_0] + 2m\,\xi \sin\alpha_0 =$$

$$= 3 \cos 20°[(9 - 0{,}5)\pi + 75 \operatorname{inv} 20°] - 2 \cdot 3 \cdot 0{,}2212 \sin 20° = 77{,}1749 \text{ mm}.$$

365 Să se determine modulul și deplasarea specifică a unei roți dințate, știind că $z = 60$ dinți, $L_7 = 40{,}658$ mm și $L_8 = 46{,}562$ mm, iar $\alpha_0 = 20°$.

Rezolvare:

Din tabelul 71 rezultă

$$p_b = \pi m \cos\alpha_0 = L_8 - L_7 = 5{,}904 \text{ mm},$$

de unde

$$m = \frac{p_b}{\pi\cos\alpha_0} = \frac{5{,}904}{3{,}14159 \cdot 0{,}93969} = 1{,}999 \approx 2 \text{ mm}.$$

Deplasarea specifică a profilului este:

$$\xi = \frac{1}{2\,m\sin\alpha_0}\{L_n m \cos\alpha_0[(n - 0{,}5)\pi + z \operatorname{inv}\alpha_0]\} =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 2 \cdot \sin 20°}\{40{,}658 - 2 \cos 20°[(7 - 0{,}5)\pi + 60 \operatorname{inv} 20°]\} = 0{,}438.$$

366 Un mecanism pinion-cremalieră (fig. 216), realizează — pentru masa unei raboteze longitudinale — o mișcare alternativă. La o turație $n_1 = 20$ rot/min, masa trebuie să se deplaseze cu o viteză $v_m = 10$ m/min. Să se calculeze principalele elemente geometrice ale roții și gradul de acoperire ε, cunoscînd modulul $m = 3$ mm. Să se determine lungimea peste n dinți.

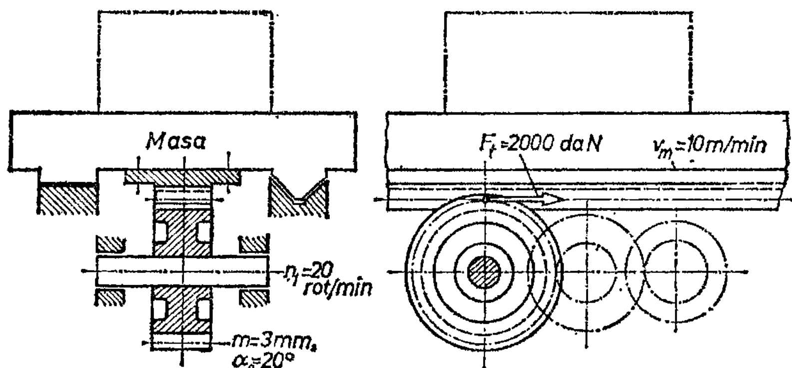


Fig. 216

Rezolvare :

Se determină diametrul de divizare D_{d1} cu relația :

$$D_{d1} = \frac{60v}{\pi n_1} = \frac{60 \cdot 0{,}167}{3{,}14 \cdot 20} = 0{,}159 \text{ m} = 159 \text{ mm},$$

în care s-a înlocuit : $v = v_m/60 = 10/60 = 0{,}167$ m/s.

Numărul de dinți ai roții :

$$z_1 = \frac{D_{d1}}{m} = \frac{159}{3} = 53 \text{ dinți}.$$

Diametrul cercului de cap D_{e1}

$$D_{e1} = D_{d1} + 2a_0 = 159 + 2 \cdot 3 = 165 \text{ mm}.$$

Diametrul cercului de picior D_{i1}

$$D_{i1} = D_{d1} - 2(a_0 + c_0) = 159 - 2 \cdot 3{,}75 = 151{,}5 \text{ mm}.$$

Diametrul cercului de bază

$$D_{b1} = D_{d1} \cos \alpha_0 = 159 \cdot 0{,}9397 = 149{,}4 \text{ mm}.$$

Se determină gradul de acoperire (v. tabelul 71):

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2} + \frac{a_0}{\sin\alpha_0} - R_{d1}\sin\alpha_0}{\pi m \cos\alpha_0} =$$

$$= \frac{\sqrt{82{,}5^2 - 74{,}7^2} + \frac{3}{0{,}342} - 79{,}5 \cdot 0{,}342}{3{,}14 \cdot 3 \cdot 0{,}9397} = 1{,}874.$$

Se calculează lungimea peste n dinţi, determinîndu-se preliminar numărul n de dinţi peste care se măsoară lungimea L_n:

$$n = \frac{z}{9} + 0{,}5 = \frac{53}{9} + 0{,}5 = 6{,}38;$$

se adoptă $n = 7$ dinţi, rezultînd

$$L_7 = m \cos\alpha_0[(n - 0{,}5)\pi + z \operatorname{inv}\alpha_0] = 3 \cdot 0{,}9397[6{,}5 \cdot 3{,}14 +$$

$$+ 53 \cdot 0{,}0149] = 59{,}793 \text{ mm},$$

pentru $\alpha_0 = 20°$, $\operatorname{inv}\alpha_0 = 0{,}0149$.

367 Să se determine deplasările specifice de profile pentru un angrenaj cilindric cu dinţi drepţi avînd $z_1 = 12$, $z_2 = 38$, m = 4, la care să se evite la limită interferenţa roţii *1*, iar distanţa dintre axe să fie conform STAS 6055-68.

Rezolvare:

Conform tabelului 71, deplasarea specifică minimă a roţii este $\xi_{1min} = \frac{14 - z_1}{17}$; această condiţie este determinantă, admiţîndu-se o uşoară interferenţă la baza dintelui (subtăiere), la prelucrarea roţii

$$\xi_{1\,min} = \frac{14 - 12}{17} = 0{,}117647;$$

se adoptă $\xi_1 = \xi_{1\,min}$, luînd în considerare condiţia din enunţ:

$$A_0 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{4}{2}(12 + 38) = 100 \text{ mm},$$

valoarea lui A_0, de 100 mm, aflîndu-se în seria de valori standardizate, este necesar ca $A = A_0$, ceea ce corespunde unui angrenaj zero deplasat,

deci

$$\begin{cases} \xi_1 + \xi_2 = 0 ; \\ \xi_2 = -\xi_1 ; \ \xi_2 = -0{,}117647. \end{cases}$$

368 Să se determine deplasările specifice de profil pentru un angrenaj cilindric cu dinți drepți avînd $z_1 = 12$, $z_2 = 37$, $m = 4$, la care să se evite — la limită — interferența roții *1*, distanța dintre axe trebuind să fie conform STAS 6055-68.

Rezolvare :

Conform tabelului 71 :

$$\xi_1 \geqslant \xi_{min} = \frac{14 - z_1}{17},$$

iar conform enunțului se consideră $\xi_1 = \xi_{1\,min}$:

$$\xi_1 = \xi_{1\,min} = \frac{14 - 12}{17} = 0{,}117647 ;$$

$$A_0 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) ; \ A_0 = \frac{4}{2}(12 + 37) = 98 \text{ mm} ;$$

cea mai apropiată distanță dintre axe standardizată fiind $A = 100$ mm. De unde :

$$\cos \alpha_r = \frac{A_0}{A} \cos \alpha_0 = \frac{98}{100} 0{,}93969 = 0{,}920896 ; \ \alpha_r = 22°56' ;$$

$$\xi_1 + \xi_2 = \frac{(\text{inv}\,\alpha_r - \text{inv}\,\alpha_0)(z_1 + z_2)}{2 \text{ tg}\,\alpha_0} =$$

$$= \frac{(0{,}02284 - 0{,}014904)(12 + 37)}{2 \cdot 0{,}36397} = 0{,}534206 ;$$

unde : $\text{inv}\,\alpha_r = 0{,}02284$. Prin urmare

$$\xi_2 = (\xi_1 + \xi_2) - \xi_1 = 0{,}534206 - 0{,}117647 = 0{,}41655 ;$$

$$\xi_2 = 0{,}41655.$$

369 Să se proiecteze un angrenaj cilindric cu dinți drepți avînd $z_1 = 12$, $z_2 = 39$, $m = 4$, la care să se evite interferența la limită pentru roata *1*, iar distanța dintre axe să fie conform STAS 6055-68.

Rezolvare :

Conform tabelului 71 :

$$\xi_1 \geqslant \xi_{1\,min} = \frac{14 - z_1}{17} = \frac{14 - 12}{17} \approx 0,117647\,;$$

$$A_0 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)\,;\; A_0 = \frac{4}{2}(12 + 39) = 102 \text{ mm},$$

cea mai apropiată distanță standardizată fiind $A = 100$ mm. Se obține :

$$\cos\alpha_r = \frac{A_0}{A}\cos\alpha_0 = \frac{102}{100}0,93969 = 0,9584838\,;\; \alpha_r = 16°34'\,;$$

Se calculează deplasările specifice de profil :

$$\xi_1 + \xi_2 = \frac{(\text{inv}\,\alpha_r - \text{inv}\,\alpha_0)(z_1 + z_2)}{2\,\text{tg}\,\alpha_0} =$$

$$= \frac{(0,008337 - 0,014904)(12 + 39)}{2 \cdot 0,36397} = -0,460082,$$

unde : $\text{inv}\,\alpha_r = 0,008337$; rezultă

$$\xi_2 = (\xi_1 + \xi_2) - \xi_1\,;\; \xi_2 = -0,460082 - 0,117647 = -0,577729.$$

Se verifică dacă la roata *2* nu apare interferența :

$$\xi_2 \geqslant \xi_{2\,min} = \frac{14 - z_2}{17}\,;\; \xi_{2\,min} = \frac{14 - 39}{17} = -1,470588\,;$$

$$\xi_2 = -0,577729 > \xi_{2\,min} = -1,470588.$$

370 Să se calculeze deplasările specifice de profil ale roților *1* și *2* ale unui angrenaj deplasat, la care se cunosc $z_1 = 13$, $z_2 = 25$, $m = 2,5$, impunîndu-se realizarea unei distanțe dintre axe de 48,25 mm.

Rezolvare :

Se calculează conform tabelului 71 :

$$A_0 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{2,5}{2}(13 + 25) = 47,5 \text{ mm}\,;$$

$$\cos\alpha_r = \frac{A_0}{A}\cos\alpha_0 = \frac{47,5}{48,25}0,93969 = 0,92508\,;\; \alpha_r \approx 22°20'.$$

Se determină deplasările specifice de profil

$$\xi_s = \xi_1 + \xi_2 = \frac{(\text{inv } \alpha_r - \text{inv } \alpha_0)(z_1 + z_2)}{2 \text{ tg } \alpha_0} =$$

$$= \frac{(0{,}021019 - 0{,}014904)(13 + 25)}{2 \cdot 0{,}36397} = 0{,}319221,$$

cu inv $\alpha_r = 0{,}021019$.

Se aleg valorile lui ξ_1 și ξ_2, invers proporționale cu numerele de dinți :

$$\xi_1 z_1 = \xi_2 z_2 ; \ \xi_1 = \frac{\xi_s}{1 + \frac{z_1}{z_2}} = \frac{0{,}319221}{1 + \frac{13}{25}} = 0{,}2100138 ;$$

$$\xi_2 = \frac{\xi_s}{1 + \frac{z_2}{z_1}} = \frac{0{,}319221}{1 + \frac{25}{13}} = 0{,}1092072.$$

Se verifică dacă cu deplasarea specifică calculată, nu se produce interferența la roata *1* :

$$\xi_1 \geqslant \xi_{1\,min} = \frac{14 - z_1}{17} = \frac{14 - 13}{17} = 0{,}05882,$$

rezultînd

$$0{,}21017 = \xi_1 > \xi_{1\,min} = 0{,}05882.$$

371 Cunoscînd dimensiunile și momentele caracteristice fiecărei trepte a reductorului din figura 214 să se determine forțele din angrenaje. Se cunosc : $D_{d1} = 34{,}5$ mm ; $D_{d3} = 57$ mm ; $M_{t1} = 194{,}8$ daN·cm ; $M_{t3} = 819$ daN·cm. Să se stabilească și sensul de rotație al arborelui de ieșire față de cel de intrare.

Rezolvare :

Cu relațiile din tabelul 79 se determină forțele tangențiale :

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{D_{d1}} = \frac{2 \cdot 194{,}8}{3{,}45} = 113 \text{ daN} ; F_{t2} = \frac{2M_{t3}}{D_{d3}} = \frac{2 \cdot 819}{5{,}7} = 287 \text{ daN},$$

și forțele radiale :

$$F_{r1} = F_{t1} \text{tg } \alpha_0 = 113 \cdot 0{,}364 = 41 \text{ daN} ; \ F_{r3} = F_{t3} \text{tg } \alpha_0 =$$

$$= 287 \cdot 0{,}364 = 104{,}5 \text{ daN}.$$

La angrenajele exterioare sensul de rotație al roții este invers sensului de rotație al pinionului, la angrenajele interioare sensurile fiind identice. Reductorul din figura 214, are două trepte: una cu angrenare exterioară (treapta I-a) și una cu angrenare interioară (treapta II-a). Prin urmare, sensul de rotație al arborelui de ieșire este invers sensului de rotație al arborelui de intrare.

372 Să se dimensioneze — din condiția de rezistență la contact — treapta I-a a reductorului coaxial prezentat în figura 217. Se cunosc: $P_3 = 6,77$ kW, $n_3 = 60$ rot/min, $i_{tot} = 25$, $\beta_{d1} = 15°$, $i_I \approx 6$, $\psi_A = 0,25$, $\eta_{tot} =$

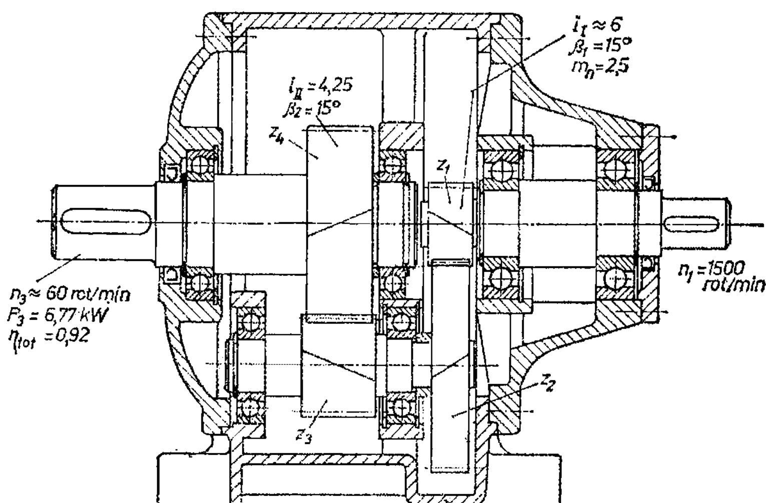


Fig. 217

$= 0,92$. Se preconizează întrebuințarea unor materiale cu HB < 350; durata de funcționare a reductorului $L_h = 2000$ ore.

Rezolvare:

Pentru determinarea distanței dintre axe se calculează — inițial — elementele componente ale relației (v. tabelul 76).

Momentul de torsiune

$$M_{t1} = \frac{M_{t3}}{i_{tot}\,\eta_{tot}} = \frac{10776}{25 \cdot 0,92} = 468,5 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde: $M_{t3} = 95\,500 \dfrac{6,77}{60} = 10776$ daN · cm. Se adoptă $k_c = 1,3$ (v. tabelul 76) și $k_\varepsilon = 1,6$ (v. tabelul 76).

Ca urmare a indicaţiilor din problemă, se vor întrebuinţa — ca materiale — oţelurile de îmbunătăţire (HB < 350): pentru pinion OLC 60, STAS 880-66, îmbunătăţit, cu $HB_1 = 230$; pentru roată OLC 45, STAS 880-66, îmbunătăţit, cu $HB_2 = 200$. Se obţin, în acest caz:

$$\sigma_{ac\,01} = 26\ HB_1 = 26 \cdot 230 = 5980\ daN/cm^2;\ \sigma_{ac\,02} = 26\ HB_2 = 26 \cdot 200 = 5200\ daN/cm^2.$$

Deoarece numărul de cicluri

$N_{C1} = 60\, n_1 L_h = 60 \cdot 1500 \cdot 2000 = 1{,}8 \cdot 10^8$ cicluri $> N_{CB}$; $N_{C2} = 60 n_2\, L_h = 60 \cdot 250 \cdot 2000 = 3 \cdot 10^7$ cicluri $> N_{CB}$, este mai mare decît numărul ciclurilor de bază N_{CB}($N_{CB} = 10^7$ cicluri), rezultă că $k_{l1} = 1$ şi $k_{l2} = 1$, obţinîndu-se rezistenţa admisibilă la contact

$$\sigma_{ac} = \frac{5980 + 5200}{2} = 5590\ \ daN/cm^2.$$

Distanţa între axe este:

$$A = 110(i_z + 1)\sqrt[3]{\frac{M_{t1} k_c \cos^2 \beta_{d1}}{\psi_A k_\varepsilon i_z \sigma_{ac}^2}} = 110(6+1)\sqrt[3]{\frac{468{,}5 \cdot 1{,}3 \cdot 0{,}966^2}{0{,}25 \cdot 1{,}6 \cdot 6 \cdot 5590^2}} = 15{,}12\ \ cm,$$

adoptîndu-se conform STAS: $A = 160$ mm.

373 Pentru prima treaptă a reductorului din figura 217, să se determine principalele elemente geometrice, şi gradul de acoperire. Se dau: $A = 160$ mm, $i_I = 6$, $\beta_{d1} = 15°$, $\psi_A = 0{,}25$, $m_n = 2{,}5$ mm.

Rezolvare:

Se determină numărul de dinţi pentru pinion şi pentru roată. Din relaţiile indicate în tabelul 76, se obţine:

$$z_1 = \frac{2A}{m_f(i_I + 1)} = \frac{2 \cdot 160}{2{,}588 \cdot 7} = 17{,}66;\ \text{se adoptă}\ z_1 = 18;$$

$$z_2 = \frac{2A i_I}{m_f(i_I + 1)} = \frac{2 \cdot 160 \cdot 6}{2{,}588 \cdot 7} = 105{,}983;\ \text{se adoptă}\ z_2 = 106,$$

unde:

$$m_f = m_n \frac{1}{\cos \beta_{d1}} = 2{,}5 \frac{1}{0{,}966} = 2{,}588\ \text{mm}.$$

Raportul real de angrenare este

$$i_r = \frac{z_2}{z_1} = \frac{106}{18} = 5{,}89.$$

Se calculează diametrele angrenajului. Astfel (v. tabelul 71):
Diametrele de divizare

$$D_{d1} = m_f z_1 = 2{,}588 \cdot 18 = 46{,}584 \text{ mm};$$

$$D_{d2} = m_f z_2 = 2{,}588 \cdot 106 = 274{,}328 \text{ mm}.$$

Diametrele de cap

$$D_{e1} = D_{d1} + 2a_0 = D_{d1} + 2m_n = 46{,}584 + 5 = 51{,}584 \text{ mm};$$

$$D_{e2} = D_{d2} + 2a_0 = D_{d2} + 2m_n = 274{,}328 + 5 = 279{,}328 \text{ mm}.$$

Diametrele de picior

$$D_{i1} = D_{d1} - 2(a_0 + c_0) = D_{d1} - 2{,}5m_n = 46{,}584 - 6{,}25 = 40{,}334 \text{ mm};$$

$$D_{i2} = D_{d2} - 2(a_0 + c_0) = D_{d2} - 2{,}5m_n = 274{,}328 - 6{,}25 = \\ = 268{,}078 \text{ mm}.$$

În acest caz, distanța dintre axe este:

$$A_{rec} = \frac{m_f}{2}(z_1 + z_2) = \frac{2{,}588}{2}(18 + 106) = 160{,}456 \text{ mm}.$$

Se observă că $A_{rec} > A$. Pentru a aduce distanța dintre axe la valoarea $A_{rec} = A$ se calculează unghiul β'_{d1}:

$$\cos\beta'_{d1} = \cos\beta_{d1}\frac{A_{rec}}{A} = 0{,}966\,\frac{160{,}456}{160} = 0{,}968, \quad \beta'_{d1} = 14°23'.$$

Gradul de acoperire se calculează — conform tabelului 71 — cu relațiile

$$\varepsilon_f = \frac{\sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} - A\sin\alpha_{0f}}{\pi\, m \cos\alpha_{0f}} =$$

$$= \frac{\sqrt{25{,}78^2 - 21{,}8^2} + \sqrt{139{,}66^2 - 128{,}399^2} - 160 \cdot 0{,}35173}{3{,}14 \cdot 2{,}5 \cdot 0{,}9361} = 1{,}6927;$$

$$\varepsilon_s = \frac{B\sin\beta'_{d1}}{\pi m_n} = \frac{40 \cdot 0{,}2483}{3{,}14 \cdot 2{,}5} = 1{,}26467,$$

în care:

$$R_{b1} = \frac{D_{b1}}{2} = \frac{D_{d1}}{2}\cos\alpha_{0f} = \frac{46,584}{2}\cdot 0,9361 = 21,8 \text{ mm}; \ \mathrm{tg}\,\alpha_{0f} = \frac{\mathrm{tg}\,\alpha_{0n}}{\cos\beta'_{d1}} =$$

$$= \frac{\mathrm{tg}\,20^\circ}{\cos 14^\circ 23'} = \frac{0,364}{0,968} = 0,3757; \ \alpha_{0f} = 20^\circ 36'; \ R_{b2} = \frac{D_{d2}}{2}\cos\alpha_{0f} =$$

$$= \frac{274,328}{2}\cdot 0,9361 = 128,3633 \text{ mm};$$

$$\sin\alpha_{0f} = \sin 20^\circ 36' = 0,35173;$$

$$B = \psi_A A = 40 \text{ mm}.$$

Gradul de acoperire total:

$$\varepsilon = \varepsilon_f + \varepsilon_s = 1,6927 + 1,26467 = 2,957.$$

374 Să se verifice angrenajul primei trepte, a reductorului din figura 217, la solicitarea de încovoiere. Elementele necesare calculului sînt indicate în problemele 372 și 373.

Rezolvare:

Efortul unitar de încovoiere se calculează cu relația (v. tabelul 76):

$$\sigma_{i1} = 0,71\frac{M_{t1}k_i\cos\beta_1}{z_1 c'_{f1} k_\varepsilon B m_n^2} = 0,71\frac{468,5\cdot 1,3845\cdot 0,968}{18\cdot 0,127\cdot 2,3657\cdot 4\cdot (0,25)^2} =$$

$$= 329,7 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai}$$

in care: $k_i = k_r k_d = 1,065\cdot 1,3 = 1,3845$; $k_r = 1,065$, din tabelul AI-86, în funcție de $\psi_D = \frac{1}{2}\psi_A(i_I+1) = \frac{1}{2}0,25\cdot 7 = 0,875$; $k_d = 1,3$, din tabelul AI-87, în funcție de $v = \frac{\pi D_{d1} n}{60\cdot 1000} = \frac{3,14\cdot 46,584\cdot 1500}{60\cdot 1000} = 3,655$ m/s și de clasa a 8-a de precizie; $c'_{f1} = 0,127$, din figura AI-20, în funcție de $z'_1 = \frac{z_1}{\cos^3\beta_1} = \frac{18}{(0,968)^3} = 19,84$; $k_\varepsilon = 0,8\varepsilon = 0,8\cdot 2,957 = 2,3657$; $\sigma_{ai} = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma c_i} = \frac{3200}{1,5\cdot 2} = 1066$ daN/cm²; $k_\sigma = 1,5$ (v. tabelul AI-88); $c_i = 2,0$ (v. tabelul AI-89).

Observație: În cazul în care angrenajul se dimensionează la contact (pentru materiale cu HB < 350), efortul unitar de încovoiere este — în general — mult mai mic comparativ cu rezistența admisibilă.

375 Să se dimensioneze angrenajul cilindric din problema 359, în varianta cu dinți înclinați. Pinionul se execută din oțel aliat, de îmbunătățire, 40C10, cu duritatea 290 HB, iar roata din OLC 45, cu duritatea 250 HB.

Rezolvare :

Se adoptă $\beta_d = 12°$ și se admite inițial $\beta_b = \beta_d$. Pentru aprecierea lui k_ε (v. tabelul 76) se admite $z_1 = 15$ dinți, iar $\psi_A = 0,6$, obținîndu-se

$$k_\varepsilon = 0,8 z_1 \frac{1 + i_z}{2\pi} \psi_A \mathrm{tg}\, \beta_d = 0,8 \cdot 15 \frac{1 + 4,7}{2\pi} 0,6 \cdot 0,212 = 1,388.$$

Nefiind precizată durata de funcționare a instalației se apreciază — fiind vorba de un utilaj industrial — o funcționare nelimitată ; prin urmare se consideră $k_{11} = k_{12} = 1$. În acest caz, se obține

$$\sigma_{ac\,1} = \sigma_{ac\,01} = 27 \text{ HB}_1 = 27 \cdot 290 = 7830 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_{ac\,2} = \sigma_{ac\,02} = 27 \text{ HB}_2 = 27 \cdot 250 = 6750 \text{ daN/cm}^2,$$

rezultînd rezistența admisibilă la solicitarea de contact, pentru dantura înclinată (v. tabelul 76) :

$$\sigma_{ac} = \frac{\sigma_{ac\,1} + \sigma_{ac\,2}}{2} = \frac{7830 + 6750}{2} = 7290 \text{ daN/cm}^2.$$

Din condiția de rezistență la contact rezultă (v. tabelul 76)

$$A = 110(i_z + 1) \sqrt[3]{\frac{M_t k_c \cos^2 \beta_d}{\psi_A i_z \sigma_{ac}^2 k_\varepsilon}} = 110(4,7 + 1) \sqrt[3]{\frac{891 \cdot 1,288 \cdot 0,95677^2}{0,6 \cdot 4,7 \cdot 7290^2 \cdot 1,388}} =$$

$$= 10,917 \text{ cm},$$

adoptîndu-se, conform STAS 6055-58, $A = 100$ mm.

376 Să se determine parametrii de definire ai angrenajului din problema 375.

Rezolvare :

Conform tabelului 76 rezultă $\vartheta_m = 0,03 \ldots 0,015$, obținîndu-se

$$m_n = m = (0,03 \ldots 0,015)\ A \cos \beta_d = (0,03 \ldots 0,015) \cdot 100 \cdot 0,978 =$$
$$= 2,93 \ldots 1,467 \text{ mm}.$$

Conform STAS 822-61 se adoptă $m = 2{,}25$ mm, rezultînd

$$z_s = \frac{2A\cos\beta_d}{m} = \frac{2\cdot 100\cdot 0{,}978}{2{,}25} = 86{,}95 \approx 87 \text{ dinţi},$$

de unde:

$$z_1 = \frac{z_s}{i_z+1} = \frac{87}{4{,}7+1} = 15{,}26 \approx 15 \text{ dinţi}; \; z_2 = z_s - z_1 = 87-15 = 72 \text{ dinţi}.$$

Se adoptă un angrenaj zero deplasat, determinîndu-se β_d, necesar pentru încadrarea în distanţa dintre axe impusă, adică

$$\cos\beta_d = \frac{mz_s}{2A} = \frac{2{,}25\cdot 87}{2\cdot 100} = 0{,}97875; \; \beta_d = 11°49'58''.$$

Deplasările de profil ale celor două roţi vor fi:

$$\xi_{1n} = -\xi_{2n} = 0{,}03(30 - z_1) = 0{,}03(30-15) = 0{,}45.$$

Raportul de angrenare real este

$$i_z = \frac{z_2}{z_1} = \frac{72}{15} = 4{,}8,$$

cu o abatere faţă de cel impus — prin temă — de

$$\frac{4{,}8-4{,}7}{4{,}7}\cdot 100 = 2{,}13\% < 3\%.$$

Lăţimea roţilor este

$$B_2 = \psi_A A = 0{,}6\cdot 100 = 60 \text{ mm}; \; B_1 = B_2 + (1\ldots 5) \text{ mm} = 60+5 = 65 \text{ mm}.$$

377 Să se determine principalele elemente geometrice ale roţilor din problema 375.

Rezolvare:

Se cunosc: $m_n = m = 2{,}25$ mm; $z_1 = 15$; $z_2 = 72$; $\xi_{1n} = 0{,}45$; $\xi_{2n} = -0{,}45$; $\beta_d = 11°49'58''$; $B_2 = 60$ mm.

Conform tabelului 71 rezultă:
Modulul frontal

$$m_f = \frac{m_n}{\cos\beta_d} = \frac{2{,}25}{0{,}97875} = 2{,}29885;$$

Unghiul frontal al profilului de referință

$$\operatorname{tg} \alpha_{0f} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{0n}}{\cos \beta_d} = \frac{0,36397}{0,97875} = 0,371872 ; \quad \alpha_{0f} = 20°23'56'' ;$$

$$\cos \alpha_{0f} = 0,937289 ; \quad \sin \alpha_{0f} = 0,34855 ;$$

Diametrul de divizare $D_d = mz$:

$D_{d1} = 2,29885 \cdot 15 = 34,48275$ mm;

$D_{d2} = 2,29885 \cdot 72 = 165,5172$ mm;

Înălțimea capului dintelui $a_d = m(f_0 + \xi)$:

$a_{d1} = 2,25(1 + 0,45) = 3,2625$ mm;

$a_{d2} = 2,25(1 - 0,45) = 1,2375$ mm;

Înălțimea piciorului dintelui $b_d = m(f_0 + w_0 - \xi)$:

$b_{d1} = 2,25(1 + 0,25 - 0,45) = 1,8$ mm;

$b_{d2} = 2,25(1 + 0,25 + 0,45) = 3,825$ mm;

Înălțimea dintelui $h = a_d + b_d$:

$h_1 = h_2 = 3,2625 + 1,8 = 1,2375 + 3,825 = 5,0625$ mm;

Diametrul de cap $D_e = D_d + 2a_d$:

$D_{e1} = 34,48275 + 2 \cdot 3,2625 = 41,00775$ mm;

$D_{e2} = 165,5172 + 2 \cdot 1,2375 = 167,9922$ mm;

Diametrul de picior $D_i = D_d - 2b_d$:

$D_{i1} = 34,48275 - 2 \cdot 1,8 = 30,88275$ mm; $D_{i2} = 165,5172 -$

$- 2 \cdot 3,825 = 157,8672$ mm;

Diametrul de bază $D_b = D_d \cos \alpha_0$:

$D_{b1} = 34,48275 \cdot 0,937289 = 32,3203$ mm;

$D_{b2} = 165,5172, \cdot 0,997289 = 155,13745$ mm;

Gradul de acoperire frontal

$$\varepsilon_f = \frac{\sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} - A \sin \alpha_{rf}}{\pi m_n \cos \alpha_{0f}} =$$

$$= \frac{\sqrt{20,5^2 - 16,16^2} + \sqrt{83,996^2 - 77,568^2} - 100 \cdot 0,34855}{3,14 \cdot 2,25 \cdot 0,937289} = 1,51 ;$$

Gradul de acoperire axial (*suplimentar*)

$$\varepsilon_s = \frac{B \sin \beta_d}{\pi m_n} = \frac{60 \cdot 0{,}205057}{\pi \cdot 2{,}25} = 1{,}74;$$

Gradul de acoperire total

$$\varepsilon = \varepsilon_f + \varepsilon_s = 1{,}51 + 1{,}74 = 3{,}25.$$

378 Să se determine forțele care acționează în angrenajul primei trepte a reductorului din figura 217, dacă se cunosc : $M_{t1} = 477{,}5$ daN·cm, $D_{d1} = 46{,}5$ mm, $\beta_d = 14°30'$, $\alpha_0 = 20°$.

Rezolvare :

Forța tangențială (v. tabelul 79) :

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{D_{d1}} = \frac{2 \cdot 477{,}5}{4{,}65} = 205{,}4 \text{ daN}.$$

Forța axială

$$F_{a1} = F_t \text{tg } \beta_d = 205{,}4 \cdot 0{,}2586 = 53{,}1 \text{ daN}.$$

Forța radială

$$F_{r1} = F_t \frac{\text{tg } \alpha_{0n}}{\cos \beta_d} = 205{,}4 \frac{0{,}364}{0{,}968} = 77{,}23 \text{ daN}.$$

379 Să se stabilească și să discute — pentru întregul reductor (fig. 218) — sensul înclinării dinților pentru cele două trepte, alegîndu-se soluția convenabilă din punctul de vedere al încărcării lagărelor.

Rezolvare :

Conform figurii 218, *a* se observă că roata conducătoare (pinionul *1*) acționează cu o forță normală F'_{n1} asupra roții conduse *2*. Datorită înclinării dinților apare și o forță axială $F_{a1} = 53{,}1$ daN îndreptată spre dreapta pe pinion și spre stînga pe roată (F_{a2}). La fel se întîmplă și la treapta a doua unde apare — datorită forței normale F'_{n2} — o forță axială $F_{a3} = 163{,}53$ daN îndreptată spre dreapta pe roata *4* și spre stînga pe pinionul *3*. Lagărul arborelui *I* preia o forță axială $F_{a1} = 53{,}1$ daN, al arborelui *III* — o forță axială $F_{a3} = 163{,}53$ daN și al arborelui *II* — o forță axială $F_{aII} = F_{a2} + F_{a3} = F_{a1} + F_{a3} = 216{,}63$ daN.

Se preferă montarea roților treptei a doua conform figurii 218, *b*; în acest caz, arborii *I* și *III* sînt solicitați cu aceeași forță axială (pentru arborele *III* se schimbă doar sensul forței), în schimb, pe arborele *II* forța axială care solicită lagărele este $F_{aII} = F_{a3} - F_{a2} = F_{a3} - F_{a1} = 110{,}43$ daN, adică de aproximativ două ori mai mică decît în cazul precedent.

Observație : La schimbarea sensului de rotație se schimbă sensul forțelor axiale.

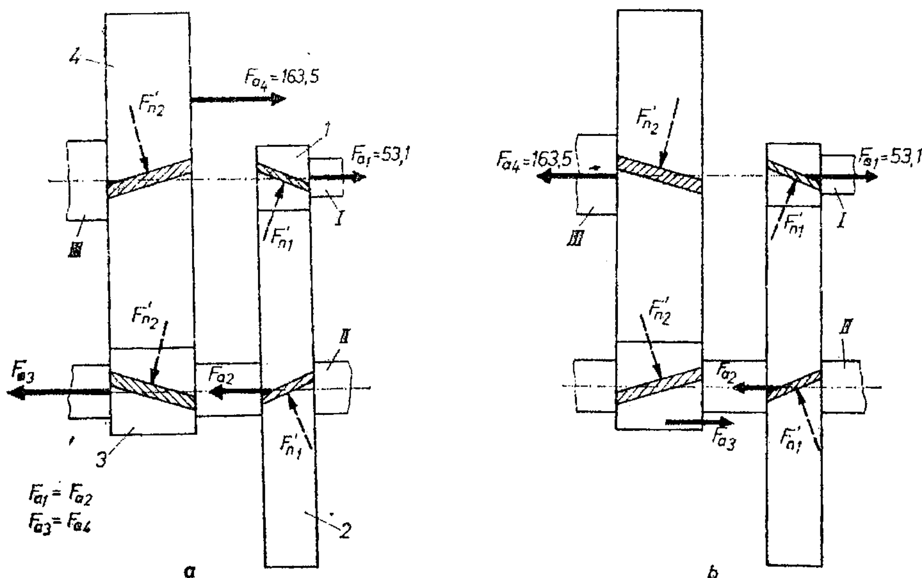


Fig. 218

380 Prima treaptă a reductorului din fig. 219 este un angrenaj conic cu unghiul dintre axe $\delta_A = 90°$. Pinionul are 16 dinți, roata are 40 dinți. Să se determine elementele geometrice ale roților angrenajului cunoscînd diametrul de divizare $D_{d1} \approx 50$ mm.

Rezolvare :

Raportul de angrenare

$$i_z = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{16} = 2,5.$$

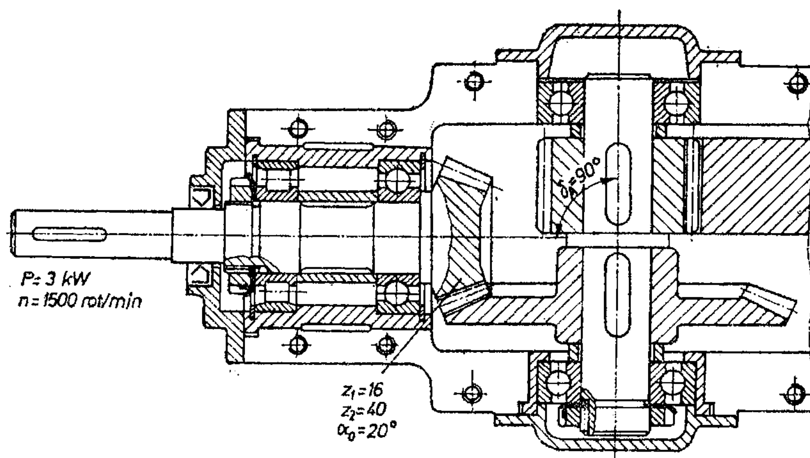


Fig. 219

Semiunghiurile conurilor de divizare:
— pentru pinion:

$$\text{tg}\ \delta_{d1} = \frac{1}{i_z} = \frac{1}{2,5}\ ;\ \delta_{d1} = 21°48'.$$

— pentru roată:

$$\text{tg}\ \delta_{d2} = i_z = 2,5\ ;\ \delta_{d2} = 68°12'.$$

Se verifică suma unghiurilor:

$$\delta_A = \delta_{d1} + \delta_{d2} = 21°48' + 68°12' = 90°.$$

Se determină modulul maxim:

$$m = \frac{D_{d1}}{z_1} = \frac{50}{16} = 3,125\ \text{mm},$$

adoptîndu-se, din STAS 822-61, $m = 3$ mm.

Se calculează diametrele angrenajului:

Diametrele de divizare:

$$D_{d1} = mz_1 = 3 \cdot 16 = 48\ \text{mm}\ ;\ D_{d2} = mz_2 = 3 \cdot 40 = 120\ \text{mm}\ ;$$

Diametrele de cap

$$D_{e1} = D_{d1} + 2a_d\cos\delta_{d1} = 48 + 2 \cdot 3 \cdot 0,9284 = 53,57\ \text{mm}\ ;\ D_{e2} = D_{d2} + $$
$$+ 2a_d\cos\delta_{d2} = 120 + 2 \cdot 3 \cdot 0,3714 = 122,23\ \text{mm}\ ;$$

Diametrele de picior

$$D_{i1} = D_{d1} - 2b_d\cos\delta_{d1} = 48 - 2,5 \cdot 3 \cdot 0,9284 = 41,037\ \text{mm}\ ;\ D_{i2} = D_{d2} -$$
$$- 2b_d\cos\delta_{d2} = 120 - 2,5 \cdot 3 \cdot 0,3714 = 117,214\ \text{mm}\ ;$$

Lungimea generatoarei

$$L = \frac{D_{d1}}{2\sin\delta_{d1}} = \frac{D_{d2}}{2\sin\delta_{d2}} = \frac{48}{2 \cdot 0,3714} = 64,62\ \text{mm}.$$

Lățimea dinților (v. tabelul 77)

$$B = \frac{L}{3} = \frac{64,62}{3} = 21,6\ \text{mm},$$

cu condiția: $B < 8m = 24$ mm.

Se determină unghiurile capului și piciorului de divizare

$$\text{tg}\ \gamma_{ed} = \frac{a_d}{L} = \frac{3}{64,62} = 0,04642\ ;\ \gamma_{ed} = 2°39'30''\ ;$$

$$\text{tg}\ \gamma_{id} = \frac{b_d}{2} = \frac{37,5}{64,62} = 0,05803\ ;\ \gamma_{id} = 3°19'16''.$$

Se determină unghiurile conurilor de cap

$$\delta_{e1} = \delta_{d1} + \gamma_{ed1} = 21°48' + 2°39'30'' = 24°27'30'';$$

$$\delta_{e2} = \delta_{d2} + \gamma_{ed2} = 68°12' + 2°39'30'' = 70°51'30''.$$

Se determină unghiurile conurilor de picior

$$\delta_{i1} = \delta_{d1} - \gamma_{id1} = 21°48' - 3°19' = 18°29';$$

$$\delta_{i2} = \delta_{d2} - \gamma_{id2} = 68°12' - 3°19'16'' = 64°52'46''.$$

381 Angrenajul conic — de la un autocamion (fig. 220) — are dantura înclinată, cu modulul frontal $m_f = 6{,}41$ mm și unghiul de înclinare de divizare, în secțiunea medie, $\beta_{dm} = 25°$, unghiul de înclinare de divizare maxim fiind 20°37'. Știind că angrenajul are $z_1 = 8$ dinți și $z_2 = 35$ dinți se cere să se efectueze calculul geometric al angrenajului.

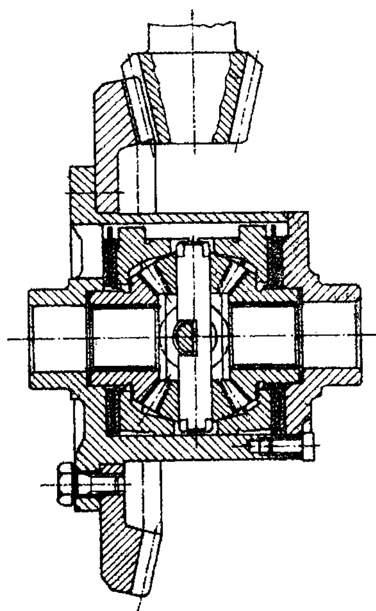


Fig. 220

Rezolvare :

Se determină raportul de transmitere

$$i_z = \frac{z_2}{z_1} = \frac{35}{8} = 4{,}375.$$

Se alege cremaliera de referință (v. tabelul 74)

$$\alpha_{0n} = 20°;\ f_{0f} = \frac{1}{\cos \beta_{d\,max}} = \frac{1}{\cos 20°37'} = 1{,}068;\ w_{0f} = \frac{w_{0n}}{\cos \beta_{d\,max}} = \frac{0{,}2}{\cos 20°37'} = 0{,}214.$$

Din tabelul AI-79 se adoptă $\xi_1 = -\xi_2 = 0{,}37$. Se calculează semiunghiul conului de divizare

$$\operatorname{tg} \delta_{d1} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{8}{35} = 0{,}2285714;\ \delta_{d1} = 12°52'30'';\ \delta_{d2} = 77°7'30''.$$

Se determină diametrele de divizare

$$D_{d1} = m_f z_1 = 6{,}41 \cdot 8 = 51{,}28 \text{ mm};\ D_{d2} = m_f z_2 = 6{,}41 \cdot 35 = 224{,}35 \text{ mm},$$

obținîndu-se lungimea generatoarei conului de divizare:

$$L = \frac{D_{d1}}{2 \sin \delta_{d1}} = \frac{51{,}28}{2 \sin 12°52'30''} = 115 \text{ mm}.$$

Lățimea danturii roților dințate este

$$B = \frac{L}{3} = \frac{115}{3} \approx 38 \text{ mm}.$$

Se calculează următoarele elemente ale danturii:
Înălțimea de divizare a capului dintelui

$a_{d1} = m_f(f_{0f} + \xi_{f1}) = 6{,}41(1{,}068 + 0{,}37) = 9{,}217$ mm;

$a_{d2} = m_f(f_{0f} - \xi_{f2}) = 6{,}41(1{,}068 - 0{,}37) = 4{,}474$ mm;

Înălțimea de divizare a piciorului dintelui

$b_{d1} = m_f(f_{0f} - \xi_{f1} + w_{0f}) = 6{,}41(1{,}068 - 0{,}37 + 0{,}214) = 5{,}846$ mm;

$b_{d2} = m_f(f_{0f} - \xi_{f2} + w_{0f}) = 6{,}41(1{,}068 - 0{,}37 + 0{,}214) = 10{,}589$ mm;

Înălțimea dintelui

$h = a_{d1} + b_{d1} = a_{d2} + b_{d2} = 9{,}217 + 5{,}846 = 15{,}063$ mm;

Unghiul capului de divizare a dintelui

$$\operatorname{tg} \gamma_{ed1} = \frac{a_{d1}}{L} = \frac{9{,}217}{115} = 0{,}080147; \quad \gamma_{ed1} = 4°34'56'',$$

$$\operatorname{tg} \gamma_{ed2} = \frac{a_{d2}}{L} = \frac{4{,}474}{115} = 0{,}038904; \quad \gamma_{ed2} = 2°13'40'';$$

Unghiul piciorului de divizare a dintelui

$$\operatorname{tg} \gamma_{id1} = \frac{b_{d1}}{L} = \frac{5{,}846}{115} = 0{,}0508347; \quad \gamma_{id1} = 2°54'36'';$$

$$\operatorname{tg} \gamma_{id2} = \frac{b_{d2}}{L} = \frac{10{,}589}{115} = 0{,}092078; \quad \gamma_{id2} = 5°15'39'';$$

Semiunghiul conului de cap

$\delta_{ed\,1} = \delta_{d1} + \gamma_{ed\,1} = 12°52'30'' + 4°34'56'' = 17°27'26'';$

$\delta_{ed2} = \delta_{d2} + \gamma_{ed\,2} = 77°7'30'' + 2°13'40'' = 79°21'10'';$

Semiunghiul conului de picior

$\delta_{id\,1} = \delta_{d1} - \gamma_{id\,1} = 12°52'30'' - 2°54'36'' = 9°57'54'';$

$\delta_{id\,2} = \delta_{d2} - \gamma_{id\,2} = 77°7'30'' - 5°15'39'' = 71°51'51''.$

382 Să se determine forțele din angrenajul conic al reductorului din figura 219, cunoscînd puterea la arborele de intrare $P = 3$ kW, la o turație $n = 1500$ rot/min; $D_{dm1} = 40{,}037$ mm, $\delta_{d1} = 21°48'$, $\delta_{d2} = 68°12'$, $\alpha_0 = 20°$.

Rezolvare :

Se calculează momentul de torsiune la arborele de intrare:

$$M_{t1} = 95500 \frac{P}{n} = 95500 \frac{3}{1500} = 191 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar forța tangențială

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{D_{dm1}} = \frac{2 \cdot 191}{4{,}0037} = 95{,}4 \text{ daN}.$$

Se calculează forța radială:

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_0 \cos \delta_{d1} = 95{,}4 \cdot 0{,}36397 \cdot 0{,}92848 = 32{,}24 \text{ daN},$$

forța axială fiind:

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_0 \sin \delta_{d1} = 95{,}4 \cdot 0{,}36397 \cdot 0{,}37137 = 12{,}89 \text{ daN}.$$

Forțele care solicită roata conică condusă se determină astfel (v. tabelul 79):

$$F_{t2} = F_{t1} = 95{,}4 \text{ daN}; \; F_{r2} = F_{a1} = 12{,}89 \text{ daN};$$
$$F_{a2} = F_{r2} = 32{,}24 \text{ daN}.$$

383 Să se determine eforturile unitare de contact și încovoiere ale danturii pinionului și roții conice, din treapta I-a a reductorului conico-cilindric, din figura 219. Se cunosc: $M_{t1} = 194{,}8$ daN·cm, $i_z = 2{,}5$, $\psi_L = \frac{1}{3}$, $D_{dm1} = 40{,}037$ mm, $n_1 = 1500$ rot/min, $L = 64{,}62$ mm. Ce material se poate adopta, considerînd că roata și pinionul sînt executate din același material?

Rezolvare :

Efortul unitar de contact se determină cu relația (v. tabelul 77)

$$\sigma_c = \sqrt{\left(\frac{106\sqrt{i_z^2+1}}{L}\right)^3 \frac{M_{t1}k_c}{(1 - 0{,}5\psi_L)^2\psi_L i_z}} =$$

$$= \sqrt{\left(\frac{106\sqrt{2{,}5^2+1}}{6{,}462}\right)^3 \frac{194{,}8 \cdot 1{,}573}{\left(1 - \frac{0{,}5}{3}\right)^2 \cdot \frac{1}{3} \cdot 2{,}5}} = 6754 \text{ daN/cm}^2,$$

în care: $k_c = k_r k_d = 1{,}21 \cdot 1{,}3 = 1{,}573$; $k_r = 1{,}21$, s-a adoptat în funcție de $\frac{B}{D_d} = \frac{\psi_L L}{D_{dm1}} = \frac{\frac{1}{3} \cdot 64{,}62}{40{,}037} = 0{,}538$ din tabelul AI-86; $k_d = 1{,}3$, în funcție de $v_1 = \frac{\pi D_{dm1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}14 \cdot 40{,}037 \cdot 1500}{60 \cdot 1000} = 3{,}14$ m/s și de clasa a 7-a de precizie, din tabelul AI-87.

Efortul unitar de încovoiere

$$\sigma_{i1} = \frac{0{,}64 M_{t1} k_i}{z_1 c'_{f1} B\, m_n^2} = \frac{0{,}64 \cdot 194{,}8 \cdot 1{,}573}{16 \cdot 0{,}123 \cdot 2{,}16 \cdot 0{,}3^2} = 512{,}6 \text{ daN/cm}^2,$$

unde: $c'_f = 0{,}123$, pentru $z_1 = 16$ dinți, din figura AI-20; se consideră $k_i = k_c$. Este necesar un material cu o duritate minimă

$$\text{HB}_{min} = \frac{\sigma_c}{26} = \frac{6754}{26} = 260,$$

în funcție de această duritate necesară adoptîndu-se materialul 40 C 10, STAS 791-66, cu HB = 270 și $\sigma_{-1} = 3600$ daN/cm².

Rezistența admisibilă la încovoiere este

$$\sigma_{ai} = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma c_i} = \frac{3600}{1{,}5 \cdot 2} = 1200 \text{ daN/cm}^2$$

verificîndu-se, prin urmare, rezistența danturii la solicitarea de încovoiere:

$$\sigma_{i1} = 512{,}6 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai} = 1200 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_{i2} = \frac{c_{f1}}{c_{f2}} \sigma_{i1} = \frac{0{,}123}{0{,}15} \cdot 512{,}6 = 420{,}3 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai}.$$

384 Angrenajul conic al reductorului central de la un autocamion, este executat în varianta cu dinți înclinați, avînd unghiul de înclinare de divizare în secțiunea medie $\beta_{dm} = 25°$. Momentul de torsiune echivalent la pinionul de atac are valoarea $M_{t1} = 17 \cdot 232{,}9$ daN·cm, roțile dințate fiind executate din 41 MoC 11; raportul de transmitere al angrenajului este 4,375, iar duritatea superficială a materialului 55 HRC. Să se stabilească lungimea generatoarei conului de divizare.

Rezolvare:

Se calculează lungimea generatoarei conului de divizare (v. tabelul 77):

$$L = 106\sqrt{i_z^2 + 1}\,\sqrt[3]{\frac{M_{t1} k_c}{(1 - 0{,}5\psi_L)^2 \psi_L i_z \sigma_{ac}^2 \nu_\beta}} = 106\sqrt{4{,}375^2 + 1}\cdot$$

$$\cdot \sqrt[3]{\frac{17232{,}9 \cdot 1{,}25}{\left(1 - \frac{0{,}5}{3}\right)^2 \cdot \frac{1}{3} \cdot 4{,}375 \cdot 14300^2 \cdot 1{,}71}} = 18{,}708 \text{ cm},$$

unde : $k_c = 1{,}25$ (v. tabelul 77) ; $\psi_L = \frac{1}{3}$ (v. tabelul 77) ; $\sigma_{ac} = 26$ HB $=$ $= 26 \cdot 550 = 14300$ daN/cm², pentru $N_C > N_{CB}$; $\nu_\beta = 0{,}114\sqrt{200 + \beta^\circ_{dm}} =$ $= 0{,}114\sqrt{200 + 25} = 1{,}71$.

385 Reductorul conic, din transmisia centrală a unui autoturism (fig. 221), este format dintr-un angrenaj conic, cu dinţi curbi (în arc de cerc) cu raportul de transmitere $i = 4{,}15$ şi unghiul dintre axele roţilor $\delta_A = 90°$. Cunoscînd momentul de torsiune, la arborele de intrare al reductorului,

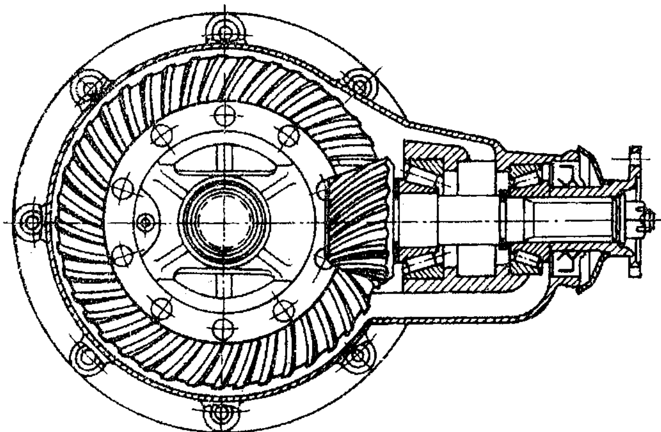


Fig. 221

$M_{t1} = 35{,}4$ daN·m, se cere să se dimensioneze angrenajul conic, din condiţia de rezistenţă la solicitarea de contact. Se mai cunosc următoarele date : $z_1 = 8$; $N_C > N_{CB}$; pinionul şi coroana dinţată sînt executate din 13 CN 33 (STAS 791-66), cementat, cu duritatea superficială 60 HRC ; unghiul de înclinare de divizare, în secţiunea medie, $\beta_{dm} = 30°$.

Rezolvare :

Conform tabelului 74 se adoptă : $\psi_L = \frac{1}{3}$; din tabelul 77 $k_c = 1{,}3$; $\nu_\beta = 0{,}114\sqrt{200 + \beta^0_{dm}} = 0{,}114\sqrt{200 + 30} = 1{,}729$; $\sigma_{ac\,1} = k_{11}\sigma_{ac\,01} = 1{,}0 \cdot$ $\cdot 15600 = 15600$ daN/cm² ; $k_{11} = k_{12} = 1{,}0$; $\sigma_{ac\,01} = \sigma_{ac\,02} = 26.600 =$ $= 15600$ daN/cm².

În acest caz

$$\sigma_{ac} = \frac{\sigma_{ac1} + \sigma_{ac2}}{2} = 15600 \text{ daN/cm}^2.$$

Se determină lungimea generatoarei conului de divizare

$$L = 106\sqrt{i_z^2 + 1}\sqrt[3]{\frac{M_{t1}k_c}{(1 - 0{,}5\psi_L)^2\psi_L i_z \sigma_{ac}^2 \upsilon_\beta}} =$$

$$= 106\sqrt{4{,}15^2 + 1}\sqrt[3]{\frac{3540 \cdot 1{,}3}{\left(1 - \frac{0{,}5}{3}\right)^2 \cdot \frac{1}{3} \cdot 4{,}15 \cdot 15600^2 \cdot 1{,}729}} = 10{,}179 \text{ cm}.$$

Folosind relația (v. tabelul 74):

$$L = \frac{1}{2}\sqrt{D_{d1}^2 + D_{d2}^2} = \frac{m_{f\,max} z_1}{2}\sqrt{1 + i_z^2},$$

în care $i_z = \frac{z_2}{z_1} = 4{,}125$ ($z_1 = 8$; $z_2 = 33$) se obține:

$$m_{f\,max} = \frac{2L}{z_1\sqrt{1 + i_z^2}} = \frac{2 \cdot 101{,}79}{8\sqrt{1 + 4{,}125^2}} = 5{,}9954 \text{ mm}.$$

Se adoptă din STAS 822-61 $m_{f\,max} = 6$ mm.
Se recalculează lungimea generatoarei:

$$L = \frac{m_{f\,max\,STAS} z_1}{2}\sqrt{1 + i_z^2} = \frac{6 \cdot 8}{2}\sqrt{1 + 4{,}125^2} = 101{,}87 \text{ mm}.$$

a). Dacă nu se preconizează deplasări de profil, rezultă conform tabelului 74:

$$b_{d1} = b_{d2} = m_f(f_{0f} + w_{0f}) = 6(0{,}82 + 0{,}2) = 6{,}12 \text{ mm},$$

în care $f_{0f} = 0{,}82$ și $w_{0f} = 0{,}2$ (v. tabelul AI-81).
Se calculează:

$$\text{tg}\,\gamma_{id1} = \text{tg}\,\gamma_{id2} = \frac{b_{d1(2)}}{L} = \frac{6{,}12}{101{,}87} = 0{,}060078;$$

$$\gamma_{id1} = \gamma_{id2} = 3°26'17{,}1'' = 206{,}285'.$$

Se recalculează unghiul β_{dm}^* (tabelul AI-84)
în care:

$$N = \frac{\gamma_{id1} + \gamma_{id2}}{20}\sin\beta_{dm} = \frac{2 \cdot 206{,}285}{20}\sin 30° = 10{,}31,$$

şi adoptîndu-se (tabelul AI-84) $N = 10{,}5$, se obţine :

$$\sin \beta^*_{dm} = \frac{20 \cdot 10{,}5}{2 \cdot 206{,}285} = 0{,}509\,;$$

$$\beta^*_{dm} = 30°35'51{,}16''.$$

Se determină excentricitatea :

$$d_e = 2\sqrt{\left(\frac{d_c}{2}\right)^2 + (L - 0{,}5B)^2} - (L - 0{,}5B)\sin \beta^*_{dm} =$$

$$= 2\sqrt{\left(\frac{228{,}6}{2}\right)^2 + (101{,}87 - 17)^2} - (101{,}87 - 17)\sin 30°35'51{,}16'' = 203{,}88,$$

unde : $d_c = 228{,}6$ mm (v. tabelul AI-83) şi $B = \psi_L\, L = \frac{1}{3} \cdot 101{,}17 \approx 34$ mm.

Se calculează unghiul de înclinare corespunzător diametrului maxim (v. tabelul 74) :

$$\sin \beta_{d\,max} = \frac{\left(\frac{d_c}{2}\right)^2 + L^2 - \left(\frac{d_e}{2}\right)^2}{d_c L} =$$

$$= \frac{\left(\frac{228{,}6}{2}\right)^2 + (101{,}87)^2 - \left(\frac{203{,}88}{2}\right)^2}{228{,}6 \cdot 101{,}87} = 0{,}56038\,;$$

$$\beta_{d\,max} = 34°4'55''$$

şi unghiul de înclinare corespunzător diametrului minim (v. tabelul 74) :

$$\sin \beta_{d\,min} = \frac{\left(\frac{d_c}{2}\right)^2 + (L - B)^2 - \left(\frac{d_e}{2}\right)^2}{d_c(L - B)} =$$

$$= \frac{\left(\frac{228{,}6}{2}\right)^2 + (101{,}87 - 34)^2 - \left(\frac{203{,}88}{2}\right)^2}{228{,}6(101{,}87 - 34)} = 0{,}4691\,;$$

$$\beta_{d\,min} = 27°58'42{,}4''.$$

Se stabilește valoarea modulului mediu normal (v. tabelul 77):

$$m_{mn} = \frac{2L(1 - 0{,}5\ \psi_L)\cos\beta^*_{dm}}{z_1\sqrt{1+i^2}} =$$

$$= \frac{2\cdot 101{,}87\left(1 - 0{,}5\frac{1}{3}\right)\cos 30°35'51{,}16''}{8\sqrt{1 + 4{,}125^2}} = 4{,}3038\ \text{mm}$$

și valoarea modulului normal corespunzător diametrului exterior (v. tabelul 77)

$$m_n = m_{mn}\frac{\cos\beta_{d\,max}}{(1 - 0{,}5\psi_L)\cos\beta^*_{dm}} = 4{,}3038\frac{\cos 34°4'55''}{\left(1 - 0{,}5\frac{1}{3}\right)\cos 30°35'51{,}16''} =$$

$$= 4{,}9694\ \text{mm}.$$

Se verifică modulul frontal (v. tabelul 74)

$$m_f = \frac{m_n}{\cos\beta_{d\,max}} = \frac{4{,}9694}{\cos 34°4'55''} = 6\ \text{mm}.$$

b). Dacă se preconizează deplasări de profil, se obține conform tabelului 74:

$$b_{d1} = m_f(f_{0f} + w_{0f} - \xi_1) = 6(0{,}82 + 0{,}2 - 0{,}37) = 3{,}9\ \text{mm};$$

$$b_{d2} = m_f(f_{0f} + w_{0f} + \xi_2) = 6(0{,}82 + 0{,}2 + 0{,}37) = 8{,}34\ \text{mm},$$

unde: $\xi_1 = -\xi_2 = 0{,}37$ (v. tabelul AI-79 – pentru $i_z = 4{,}125$).
Se calculează:

$$\gamma_{id1} = \frac{b_{d1}}{L} = \frac{3{,}9}{101{,}87} = 0{,}03828;\ \gamma_{id1} = 2°11'32{,}8'' = 131{,}55';$$

$$\gamma_{id2} = \frac{b_{d2}}{L} = \frac{8{,}34}{101{,}87} = 0{,}08187;\ \gamma_{id2} = 4°40'49'' = 280{,}81'.$$

Cu aceste valori se recalculează β^*_{dm} și apoi, $\beta_{d\,max}$, $\beta_{d\,min}$, m_{mn}, m_n cu relațiile prezentate la punctul a) din prezenta problemă.

386 La angrenajul melcat al unui reductor într-o treaptă (fig. 222) se cunosc: $n_1 = 950$ rot/min, $n_2 = 60$ rot/min, $A = 100$ mm, $m_a = 5$ mm, unghiul axial al profilului $\alpha_{0a} = 20°$. Să se determine elementele geometrice ale melcului și roții melcate.

Rezolvare :

Se determină raportul de transmitere

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{950}{60} = 15,833.$$

Se alege numărul de începuturi pentru melc $z_1 = 2$, din tabelul AI-91, pentru $i = 15...30$, determinîndu-se numărul de dinţi ai roţii melcate

$$z_2 = iz_1 = 2 \cdot 15,833 = 31,666;$$

se adoptă $z_2 = 31$ dinţi.

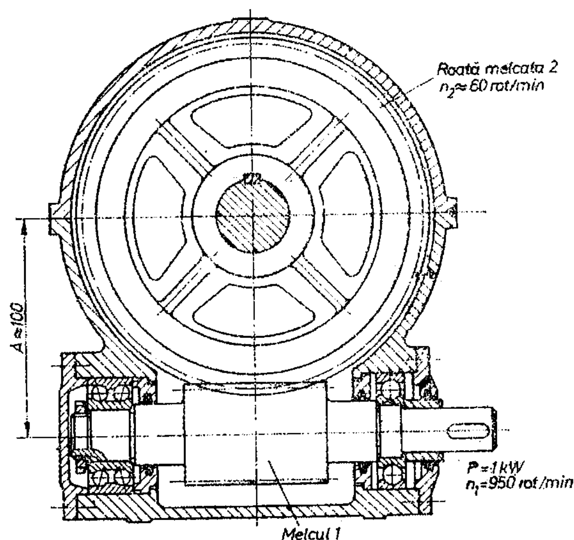


Fig. 222

Se recalculează raportul de transmitere

$$i_{rec} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{31}{2} = 15,5.$$

Se alege coeficientul diametral $q = 9$ (v. tabelul AI-92), recalculîndu-se distanţa dintre axe :

$$A = \frac{m_a}{2}(q + z_2) = \frac{5}{2}(9 + 31) = 100 \text{ mm},$$

care este identică cu cea indicată în problemă. Calculul geometric se execută, în continuare, conform tabelului 75. Astfel :

Coeficientul de lungime al melcului

$q_L = 2(1 + \sqrt{z_2}) = 2(1 + \sqrt{31}) = 13,14$;

Coeficientul de lățime al roții melcate

$q_b = 2\sqrt{q + 1} = 2\sqrt{9 + 1} = 6,32$;

Elementele geometrice ale melcului:

$D_{01} = qm_a = 9 \cdot 5 = 45$ mm;

$D_e = D_{01} + 2m_a f_{0a} = 45 + 2 \cdot 5 \cdot 1 = 55$ mm;

$h = m_a(2f_{0a} + w_{0a}) = 2,25 \cdot m_a = 2,25 \cdot 5 = 11,25$ mm;

$P_{E1} = \pi m_a z_1 = 3,14 \cdot 5 \cdot 2 = 31,4$ mm;

$\mathrm{tg}\beta_0 = z_1 q^{-1} = \frac{2}{9} = 0,222$; $\beta_0 = 12°31'44''$; $\theta_0 = 77°28'16''$;

$L_1 = q_L m_a = 13,14 \cdot 5 = 65,70$ mm;

$b = q_b m_a = 6,32 \cdot 5 = 31,60$ mm;

Elementele geometrice ale roții melcate:

$D_{d2} = m_a z_2 = 5 \cdot 31 = 155$ mm; $D_{e2} = D_{d2} + 2m_a f_{0a} = 155 +$

$+ 2 \cdot 5 \cdot 1 = 165$ mm;

$D_{e\,max} = D_{e2} + 2m_a f_{0a} = 165 + 2 \cdot 5 \cdot 1 = 175$ mm; $B_2 = b + m_a = 31,60 +$

$+ 5 = 36,6$ mm.

387 Să se determine forțele din angrenajul melcat al reductorului din figura 222, dacă puterea la arborele melcului este $P = 1$ kW la o turație $n_1 = 950$ rot/min. Diametrul de referință al melcului $D_{01} = 45$ mm, raportul de transmitere $i_z = 15,5$, unghiul de înclinare a dintelui melcat $\beta_0 = 12°31'44''$, unghiul de angrenare axial $\alpha_{0a} = 20°$. Care este randamentul angrenajului?

Rezolvare:

Forțele tangențiale se calculează cu relațiile (v. tabelul 79):

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{D_{01}} = \frac{2 \cdot 100,5}{4,5} = 44,67 \text{ daN};$$

$$F_{t2} = \frac{F_{t1}}{\mathrm{tg}(\beta_0 + \varphi')} = \frac{44,67}{0,25576} = 175 \text{ daN},$$

în care : $M_{t1} = 95\,500 \frac{P}{n_1} = 95\,500 \frac{1}{950} = 100{,}5$ daN · cm ; $\mu = 0{,}03$,

în funcție de $v_a = \frac{\pi D_{01} n_1}{60\,000 \cos\beta_0} = \frac{3{,}14 \cdot 45 \cdot 950}{60\,000 \cdot 0{,}97619} = 2{,}29$m/s ;

duritatea melcului HRC = 45 (OLC 45, STAS 880-66) și materialul roții — bronz [21, tabelul 7.25] ;

$$\operatorname{tg} \alpha_{n0} = \operatorname{tg} \alpha_{a0} \cos \beta_0 = 0{,}364 \cdot 0{,}97619 = 0{,}3553 ; \quad \alpha_{n0} = 19°33'40'' ;$$

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{\mu}{\cos \alpha_{n0}} = \frac{0{,}03}{0{,}94229} = 0{,}03183 ; \ \varphi' = 1°49' ;$$

$$\beta_0 + \varphi' = 12°31'44'' + 1°49' = 14°20'44'' ; \operatorname{tg}(\beta_0 + \varphi') = 0{,}25576 ;$$

$$\cos \alpha_{n0} = 0{,}94229.$$

Se determină forțele radiale

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_{n0} \cos \varphi'}{\sin(\beta_0 + \varphi')} = 44{,}67 \frac{0{,}3553 \cdot 0{,}9995}{0{,}24777} = 64 \ \text{daN}$$

și forțele axiale

$$F_{a1} = F_{t2} = 175 \ \text{daN} ; \ F_{a2} = F_{t1} = 44{,}67 \ \text{daN}.$$

Se calculează randamentul angrenajului

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta_0}{\operatorname{tg}(\beta_0 + \varphi')} = \frac{0{,}222}{0{,}25576} = 0{,}868,$$

obținîndu-se puterea la roată

$$P_2 = \eta P_1 = 0{,}868 \cdot 1 = 0{,}868 \ \text{kW}.$$

Momentul de torsiune la roată :

$$M_{t2} = M_{t1} i \eta = 100{,}5 \cdot 15{,}5 \cdot 0{,}868 = 1352 \ \text{daN} \cdot \text{cm}.$$

388 Să se verifice — la solicitarea de contact — angrenajul melcat din figura 222, fiind cunoscute : $M_{t2} = 1379$ daN·cm, $q = 9$, $z_1 = 2$, $z_2 = 31$, $A = 100$ mm, $n_2 = 61$ rot/min ; sarcina este variabilă. Să se precizeze materialul necesar pentru executarea roții melcate, în vederea preluării — în bune condiții — a efortului unitar de contact.

Rezolvare :

Conform tabelului 78, efortul unitar efectiv de contact se calculează cu relația

$$\sigma_{c2} = \frac{545}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{M_{t2} k_m \left(\frac{\frac{z_2}{q}+1}{A} \right)^3} = \frac{545}{\frac{31}{9}} \sqrt{1379 \cdot 1{,}245 \left(\frac{\frac{31}{9}+1}{10} \right)^3} =$$

$$= 1943 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ac},$$

determinîndu-se preliminar : $k_m = k_{rm} k_{dm} = 1{,}083 \cdot 1{,}15 = 1{,}354$; $k_{rm} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 = 1 + 0{,}083 = 1{,}083$; $\theta = 71$, din tabelul AI-93, în funcție de z_1 și q ; $k_{dm} = 1{,}15$, din tabelul AI-95, în funcție de clasa a 7-a de precizie și de viteza de alunecare $v_{al} = 2{,}29$ m/s (v. tabelul AI-94) ; $\sigma_{ac} = 2100$ daN/cm², din tabelul AII-20, pentru materialul Bz cu Al și $v = 2$ m/s.

389 Să se determine efortul unitar de încovoiere care apare în dantura unei roți melcate, dacă momentul de torsiune la arborele roții melcate este $M_{t2} = 2337{,}6$ daN·cm, $n_1 = 120$ rot/min, $z_1 = 1$, $z_2 = 32$ dinți, $m_a = 10$ mm, $D_{01} = 120$ mm.

Rezolvare :

Se calculează efortul unitar de încovoiere (v. tabelul 78) :

$$\sigma_{i2} = 0{,}64 \frac{M_{t2} k_m}{z_2 (q + 1{,}5) c_{fm2} m_a^3} = 0{,}64 \frac{2337{,}6 \cdot 1}{32 \cdot 13{,}5 \cdot 0{,}111 \cdot 1^3} =$$

$$= 29{,}25 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai},$$

înlocuind în această relație următoarele elemente : $c_{fm2} = 0{,}111$, în funcție de $z_2 = 32$, din tabelul AI-96 ; $q = \frac{D_{01}}{m_a} = \frac{120}{10} = 12$; $k_m = k_{rm} \; k_{dm} = 1$; $k_{rm} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 = 1 + \left(\frac{32}{147} \right)^3 \approx 1$ din tabelulAI-93 ; $k_{dm} = 1$, din tabelul AI-95, în funcție de $v = \frac{\pi D_{d1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}14 \cdot 120 \cdot 1250}{60 \cdot 1000} = 7{,}85$ m/s și de clasa a 6-a de precizie (v. tabelul AI-94) ; $\sigma_{ai} = 580$ daN/cm², din tabelul AII-21.

390 O roată dințată cilindrică, cu dantură dreaptă, cu $z = 35$ dinți — dintr-un angrenaj reversibil — s-a distrus prin ruperea dinților ; la demontare se pot măsura $D_e = 148$ mm și $p = 12{,}56$ mm. Să se determine principalele elemente geometrice ale roții.

391 Să se calculeze eforturile unitare efective de încovoiere din dantura primei trepte a reductorului din figura 214 ; reductorul realizează legătura dintre un electromotor — cu $P = 2$ kW, la $n = 1000$ rot/min —

și un malaxor. Se cunosc: elementele geometrice ale roților angrenajului $D_{d1} = 34{,}5$ mm, $D_{d2} = 148{,}5$ mm, $m = 1{,}5$, $i = 4{,}3$; materialul pinionului 41 MoC 17, STAS 791-66 — călit și revenit la HB = 217 — iar al roții OLC 60, STAS 880-66 (HB = 180, revenire înaltă).

392 Să se efectueze calculul elementelor geometrice și al gradului de acoperire, pentru treapta a II-a a reductorului din figura 214. Angrenajul este interior, nedeplasat, cu unghiul de angrenare $\alpha_0 = 20°$. Se cunosc: $i_{II} = 4{,}21$, $m = 3$ mm, $z_3 = 19$.

393 Transmisia intermediară a roții unei macarale (fig. 223) este un angrenaj cilindric cu dinți drepți, nedeplasat. Pinionul are $z_3 = 24$ dinți. Cunoscînd $m = 8$, $i_{II} = 4{,}65$ și $\alpha_0 = 20°$, să se calculeze elementele geometrice ale angrenajului.

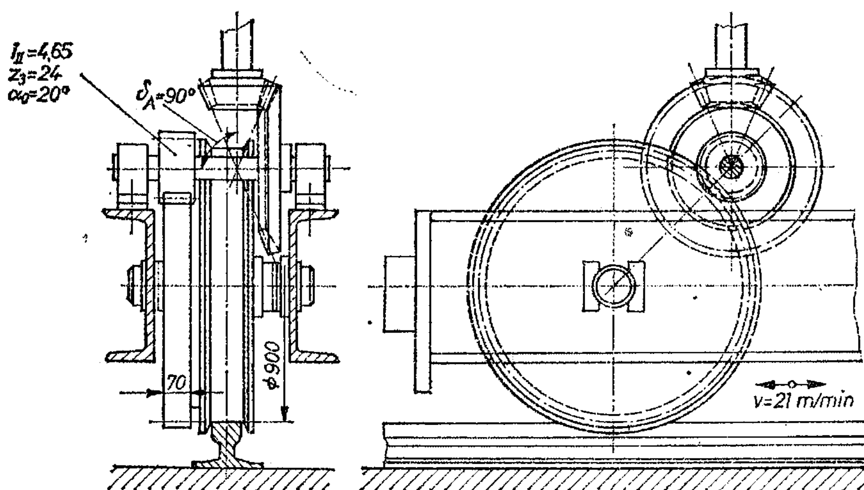


Fig. 223

394 Cunoscînd elementele geometrice — determinate în problema 393 — să se calculeze forțele care apar în angrenaj, precum și momentul nominal de torsiune, la pinion M_{t1}. Se cunosc: $M_{t2} = 45\,000$ daN·cm, $\eta = 0{,}97$, $i = 4{,}65$.

395 Să se determine materialul roților unui angrenaj cilindric, cu dinți drepți, astfel încît acesta să reziste la solicitarea de contact, știind că $z_1 = 16$ dinți, $z_2 = 40$ dinți, $m = 4$ mm, $A = 112$ mm, $B = 40$ mm, $P = 7$ kW și $n_1 = 1000$ rot/min. Roțile dințate sînt executate în clasa a 7-a de precizie.

396 Să se calculeze — la solicitarea de încovoiere — dantura angrenajului din treapta intermediară a transmisiei reprezentată în figura 223. Se cunosc: $M_{t1} = 9977$, daN·cm, $n_1 = 34{,}55$ rot/min, $z_1 = 24$, $B = 70$ mm, $m = 8$ mm. Să se stabilească dacă materialul — OLC 45, STAS 880-66,

pentru pinion și roată — este bine ales. În caz contrar care ar trebui să fie lățimea necesară B a danturii?

397 La angrenajul treptei intermediare—a transmisiei din fig. 223 — se cunosc: $M_{t1max} = 9977$ daN·cm, $k_c = 1{,}38$, $i = 4{,}65$, $\psi_A = 0{,}13$, $A = 544$ mm. Angrenajul funcționează 3000 ore la sarcina maximă. Cunoscînd viteza de deplasare a macaralei $v = 21$ m/min și diametrul roții de rulare $D = 900$ mm, să se determine efortul unitar efectiv de contact. Corespunde materialul OLC 45, STAS 880-66, cu HB = 200 (normalizat) condițiilor de întrebuințare la acest angrenaj?

398 Să se stabilească materialul necesar pentru executarea pinionului și a roții treptei a II-a a reductorului din figura 217 cu condiția respectării distanței dintre axe de 160 mm. Se cunosc: $\psi_{AII} = 0{,}5$, $M_{t4} = 10\,982$ daN·cm, $i_{II} = i_{tot}/i_I = 25/5{,}88 = 4{,}25$, $k_c = 1{,}25$, $\beta_{d2} = 15°$, $k_\varepsilon = 1{,}25$, $\eta_{II} = 0{,}959$.

399 Să se calculeze elementele geometrice și de control dimensional pentru treapta a doua a reductorului prezentat în figura 217. Se cunosc: $z_3 = 20$, $A = 160$ mm, $i_{II} = 4{,}25$, $\beta_{d2} = 15°$.

400 Să se determine unghiul de înclinare de referință al danturii, care să permită montarea angrenajului respectiv într-o carcasă cu distanța dintre axe de 105 mm. Se cunosc: $z_1 = 17$ și $z_2 = 33$ dinți; $m = 4$ mm; $\xi_{n1} = +0{,}42$; $\xi_{n2} = -0{,}42$.

401 Să se determine deplasările specifice de profil ale roților unui angrenaj cilindric cu dinți înclinați cunoscînd: $z_1 = 17$ și $z_2 = 33$ dinți; $\beta_d = 12°$; $m_n = 4$ mm; $A = 100$ mm.

402 Să se stabilească care sînt forțele din angrenajul treptei a doua a reductorului din figura 217, dacă, $M_{t2} = 2692$ daN·cm, $D_{d3} = 61{,}02$ mm, $\beta_{d2} = 10°30'$, $\alpha_{0n} = 20°$. Să se determine — cunoscînd din calculul treptei a întîia $F_t = 205{,}4$ daN și $\beta_{d1} = 14°30'$ — care trebuie să fie valoarea unghiului β_{d2} — unghiul β_{d1} rămînînd constant — pentru a menține aceeași valoare a forței axiale. Care ar trebui să fie valoarea unghiului β_{d1} în cazul în care unghiul β_{d2} s-ar menține constant?

403 Să se determine distanța dintre axe a unui angrenaj cilindric cu dinți înclinați, știind că $z_1 = 21$ și $z_2 = 43$ dinți, $\xi_{n1} = +0{,}53$, $\xi_{n2} = -0{,}1$, $\beta_d = 14°$ și $m_n = 8$ mm.

404 La treapta conică a reductorului conico-cilindric, prezentat în figura 219 se cunosc: $z_1 = 16$, $\psi_L = \frac{1}{3}$, $i_z = 2{,}5$; $L = 64{,}62$ mm, $\delta_{d1} = 21°48'$ și $\delta_{d2} = 68°12'$. Să se calculeze: numărul de dinți ai roții echivalente; elementele geometrice ale secțiunii medii.

405 Treapta conică a transmisiei unei roți de macara (fig. 224) are următoarele elemente cunoscute: $z_1=21$, $z_2=56$, $m=6$ mm. Să se determine elementele geometrice principale: i, δ_{d1}, δ_{d2}, D_{d1}, D_{d2}, L, a_d, b_d, h, γ_{ed}, γ_{id}, D_{e1}, D_{e2}.

406 Să se calculeze efortul unitar de contact — știind că $k_c = 1{,}30$ — din treapta conică a transmisiei reprezentate în figura 224, cunoscînd: $M_{t2} = 9970$ daN·cm, $n_2 = 34{,}55$ rot/min, $\eta_{tr} = 0{,}96$, $D_{d1} = 126$ mm, $\psi_L = 1/3$, $L = 179{,}384$ mm, $i_z = 2{,}67$ și $\sigma_{ac} = 7290$ daN/cm².

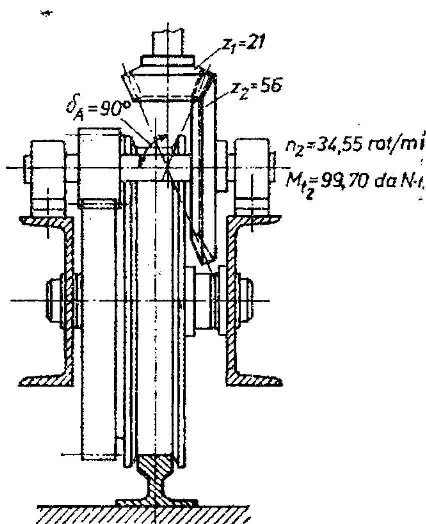


Fig. 224

407 Motorul unui autocamion dezvoltă o putere de 99,36 kW, la $n = 3000$ rot/min. Știind că raportul de transmitere echivalent, al transmisiei de putere dintre motor și reductorul central, este $i = 3{,}65$ se cere să se dimensioneze transmisia centrală a autocamionului. Se utilizează roți dințate conice, cu dinți înclinați, raportul de transmitere al reductorului central fiind $i = 4{,}416$.

408 Cu datele obținute la problema nr. 385, se cere să se efectueze calculul elementelor geometrice ale angrenajului conic, cunoscînd că numărul de dinți ai pinionului este $z_1 = 8$, iar ai roții — $z_2 = 33$ dinți.

409 La angrenajul melcat — al reductorului din figura 222 — se cunosc: $D_{e2} = 165$ mm, $D_{d2} = 155$ mm, $a = 5$ mm, $m_a = 5$ mm. Să se stabilească care este gradul de acoperire al acestui angrenaj.

410 Să se dimensioneze — din condiția de rezistență la solicitarea de contact — treapta melcată a unui reductor melcato-cilindric, cunoscînd: puterea la arborele melcului $P = 1{,}25$ kW la $n = 1250$ rot/min, $i_z = 32$, materialul roții melcate Bz10T (turnat în cochilie), iar al melcului OLC 45, cu HB < 350. Sarcina este constantă, reductorul funcționînd 4000 ore.

411 Să se determine principalele elemente geometrice ale unui angrenaj melcat, cunoscînd — din problema 410 — $A = 200$ mm, $q = 12$, $z_1 = 1$ și $z_2 = 32$.

412 Să se determine forțele dintr-un angrenaj melcat, la care se cunosc: puterea la arborele melcului $P = 1{,}25$ kW la $n = 1250$ rot/min, $z_1 = 1$, $D_{01} = 120$ mm; materialul melcului OLC 45 cu HB < 350 și al roții melcate — Bz 10 T; $\varphi' = 1°6'$; $\beta_0 = 4°46'$.

21
TRANSMISII PRIN LANȚ

Transmisiile prin lanț — folosite la transmiterea momentului de torsiune între doi arbori — sînt formate dintr-o roată de lanț conducătoare, o roată de lanț condusă și lanțul — element metalic articulat — care înfășoară roțile și angrenează cu dinții acestora (fig. 225). Uneori transmisiile prin lanț includ și dispozitive de întindere și ungere.

Transmisiile prin lanț se folosesc în construcția de mașini agricole, de transport (autoturisme, biciclete, motociclete), în construcția de mașini miniere, la utilajele chimice și metalurgice, în construcția de mașini-unelte etc.

Lanțurile de transmisie se întrebuințează pentru viteze mari, putînd fi cu role, cu bucșe sau dințate.

Lanțurile cu role (fig. 226) se folosesc la sarcini mari și sînt standardizate : lanțuri de uz general cu role și zale scurte — STAS 5174-66 și STAS 5006-66 (pentru roțile de lanț) ; lanțuri cu role și zale lungi — STAS 4239-65 și STAS 7500-66 (pentru roțile de lanț) ; lanțurile cu role și zale scurte pentru biciclete, motorete și motociclete — STAS 6478-68.

Lanțurile cu bucșe nu au role, fiind mai ieftine ; se folosesc la viteze mai mici și au o durată de funcționare mai redusă. Sînt standardizate prin STAS 3006-52.

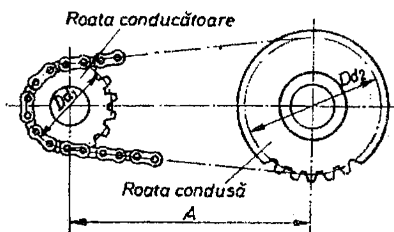


Fig. 225

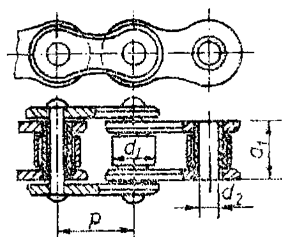


Fig. 226

Lanțurile dințate sînt lanțuri de mare precizie și se folosesc la viteze mari, avînd o funcționare silențioasă.

NOTAȚII FOLOSITE

a_1 — lungimea suprafeței în contact dintre bolț și bucșă ;
A — distanța dintre axe ;
A_s — suprafața de strivire dintre bolț și bucșă ;

c_a — coeficientul de siguranță admisibil;
d_2 — diametrul bolțului;
D_{d1}, D_{d2} — diametrele de divizare ale roții *1* și, respectiv, *2*;
F_c — forța de întindere datorată forțelor centrifuge;
F_r — sarcina minimă de rupere, indicată în standardul lanțului;
F_q — forța de întindere datorată greutății proprii a lanțului;
K_A — coeficientul care ține seama de distanța dintre axe;
K_d — coeficientul de dinamicitate al sarcinii;
K_e — coeficientul de corecție, global;
K_f — coeficientul regimului de funcționare;
K_i — coeficientul care ține seama de înclinarea liniei centrelor față de orizontală;
K_p — coeficientul care ține seama de poziția liniei centrelor față de orizontală, la calculul forței datorate greutății proprii a lanțului;
K_r — coeficientul care ține seama de modul de reglare a transmisiei;
K_u — coeficientul care ține seama de felul ungerii;
q — greutatea pe metrul liniar de lanț ($q = mg = 0{,}981\ m$, în daN/m, masa m fiind dată în standardul lanțului);
p_a — presiunea admisibilă a peliculei de lubrifiant;
Z_r — numărul de rînduri.

RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

Capacitatea portantă a transmisiilor prin lanț se determină din condiția de rezistență la strivire a peliculei de lubrifiant dintre bolț și bucșă.

Relațiile și metodica de calcul — a transmisiilor prin lanțuri cu role sau cu bucșe — sînt prezentate în tabelul 80.

413 Să se proiecteze transmisia prin lanț — cu bucșe și role — dintre un reductor și un transportor cu bandă. Se cunosc: $P = 3$ kW; $n_1 = 800$ rot/min; $i = 3$; $A_{prel} = 45\ p$, linia centrelor celor două roți fiind înclinată față de orizontală cu 15°. Sarcina care acționează asupra transmisiei este statică. Întinderea lanțului se reglează prin deplasarea unei roți și se asigură o ungere periodică. Transmisia funcționează în trei schimburi.

Rezolvare:

În funcție de raportul de transmitere ce trebuie realizat — din tabelul AI-97 — se alege numărul de dinți ai roții mici $z_1 = 25$. Se calculează numărul de dinți ai roții mari și se compară cu numărul maxim de dinți, admis pentru lanțul cu bucșe și role (v. tabelul 80),

$$z_2 = iz_1 = 3 \cdot 25 = 75 < z_{2\,max} = 120.$$

Relațiile și metodica de calcul a transmisiilor prin lanțuri cu role sau cu bucșe [12, 18, 23]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Numărul de dinți ai roții mici z_1	Se alege din tabelul AI-97.
Numărul de dinți ai roții mari z_2	$z_2 = z_1 i < z_{2\,max}$; $z_{2\,max} = 120$ — pentru lanțul cu role; $z_{2\,max} = 90$ — pentru lanțul cu bucșe.
Pasul p, în mm	$p \leqslant \frac{4760}{\sqrt[3]{n_1^2 z_1}}$. Din standarde, se aleg cîteva variante de lanțuri cu pași mai mici, în continuare calculul efectuîndu-se pentru toate variantele alese.
Viteza medie v_m, în m/s	$v_m = \frac{z_1 p n_1}{60 \cdot 1000} < v_{max}$; v_{max} = 15 m/s — pentru lanțul cu role și cu bucșe; = 30 m/s — pentru lanțul dințat.
Forța utilă admisibilă F_{ua}, în daN	$F_{ua} = A_s \frac{p_a}{K_e}$; $A_s = a_1 d_2$ (v. fig. 226); a_1 și d_2 — din STAS; p_a — din tabelul AII-22; $K_e = K_d K_A K_i K_r K_u K_f$; K_d: = 1 — pentru sarcini statice; = 1,2...1,5 — pentru sarcini cu șocuri; K_A: = 1 — pentru $A = (30...50)p$; = 1,25 — pentru $A < 25\,p$; = 0,8 — pentru $A = (60...80)p$; K_i: = 1 — la înclinări ale liniei centrelor roților pînă la 60°; = 1,25 — la înclinări mai mari de 60°; K_r: = 1 — reglarea se obține prin deplasarea uneia din roți; = 1,1 — se folosesc roți sau role de întindere; = 1,25 — la transmisiile fără reglare; K_u: = 0,8 — ungere prin barbotare sau cu ajutorul unei pompe; = 1 — ungere prin picurare; = 1,5 — ungere periodică; K_f: = 1 — funcționare într-un schimb; = 1,25 — funcționare în două schimburi; = 1,45 — funcționare în trei schimburi.

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Puterea utilă admisibilă P_{ua}, în kW	$P_{ua} = \frac{F_{ua} v_m}{100} \geqslant P_{dat}$. Se alege, dintre lanțurile care asigură transmiterea puterii indicate în tema de proiectare ($P_{ua} \geqslant P_{dat}$), varianta cu pasul cel mai mic. Dacă problema nu poate fi rezolvată cu un lanț simplu, se alege un lanț dublu sau triplu, considerînd că fiecare rînd preia aceeași sarcină. Numărul de rînduri: $Z_r = \frac{P_{dat}}{P_{ua}}$.
Distanța dintre axe preliminară A_{prel}, în mm	$A_{prel} = (30...50)p$
Numărul de zale W	$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2A_{prel}}{p} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{p}{A_{prel}}$.
Lungimea lanțului L, în mm	$L = Wp$.
Distanța dintre axe recalculată A_{rec}, în mm	$A_{rec} = \frac{p}{4}\left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2}\right]$. Pentru a asigura săgeata de montaj, distanța dintre axe recalculată se micșorează cu cantitatea $(0{,}002...0{,}004)A_{rec}$: $A = A_{rec}[1 - (0{,}002...0{,}004)]$.
Forța din ramura pasivă a lanțului F_1, în daN	$F_1 = F_q + F_c$; $F_q = K_p q \frac{A_{rec}}{1000}$; K_p = 6 — la transmisii orizontale; = 4 — la unghiuri de înclinare pînă la 40°; = 2 — la unghiuri mai mari de 40°; = 1 — la transmisii verticale; $F_c = \frac{q v_m^2}{g}$; $g = 9{,}81$ m/s².
Forța utilă F_u, în daN	$F_u = \frac{2M_{t1}}{D_{d1}} = 95\,500 \frac{P_{dat}}{n_1} \cdot \frac{2}{D_{d1}}$; $D_{d1} = \frac{p}{\sin\frac{180}{z_1}}$.
Forța din ramura activă a lanțului F_2, în daN	$F_2 = F_u + F_1$.
Coeficientul de siguranță la rupere c	$c = \frac{F_r}{F_2} > c_a = 7...14$.
Forța care acționează asupra arborilor Q, în daN	$Q = K_g F_u$; K_g = 1,15 — la transmisiile orizontale; = 1,01 — la cele verticale.

Se determină pasul maxim

$$p_{max} = \frac{4760}{\sqrt[3]{n_1^2 z_1}} = \frac{4760}{\sqrt[3]{800^2 \cdot 25}} = 18,89 \text{ mm}.$$

Din STAS 5174-66, se aleg următoarele variante de lanțuri: 12 B, cu $p = 19,05$ mm; 10 B, cu $p = 15,875$ mm; 08 B, cu $p = 12,70$ mm.

Se verifică viteza medie pentru fiecare variantă de lanț:

$$v_{m(12\text{ B})} = \frac{z_1 p n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{25 \cdot 19,05 \cdot 800}{60 \cdot 1000} = 6,35 \text{ m/s} < v_a = 15 \text{ m/s};$$

$$v_{m(10\text{ B})} = \frac{25 \cdot 15,875 \cdot 800}{60 \cdot 1000} = 5,29 \text{ m/s} < 15 \text{ m/s};$$

$$v_{m(08\text{ B})} = \frac{25 \cdot 12,70 \cdot 800}{60 \cdot 1000} = 4,23 \text{ m/s} < 15 \text{ m/s}.$$

Se determină forța utilă admisibilă, pentru toate variantele alese (v. tabelul 80):

$$K_e = K_d K_A K_i K_r K_u K_f = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1,45 = 2,175;$$

$$F_{ua(12\text{ B})} = A_s \frac{p_a}{K_e} = a_1 d_2 \frac{p_a}{K_e} = 1,562 \cdot 0,577 \cdot \frac{210}{2,175} = 87 \text{ daN};$$

$$F_{ua(10\text{ B})} = 1,328 \cdot 0,513 \frac{240}{2,175} = 75 \text{ daN};$$

$$F_{ua(0,8\text{ B})} = 1,130 \cdot 0,45 \frac{240}{2,175} = 56 \text{ daN},$$

presiunea admisibilă fiind dată în tabelul AII-22.

Se determină puterea utilă admisibilă:

$$P_{ua(12\text{ B})} = \frac{F_{ua} v_m}{100} = \frac{87 \cdot 6,35}{100} = 5,53 \text{ kW};$$

$$P_{ua(10\text{ B})} = \frac{75 \cdot 5,29}{100} = 3,97 \text{ kW};$$

$$P_{ua(08\text{ B})} = \frac{56 \cdot 4,23}{100} = 2,37 \text{ kW}.$$

Se alege lanţul 10 B, care transmite puterea dată $P_{dat} = 3$ kW < < 3,97 kW = P_{ua}.

Se determină A_{prel}, impus în cazul de faţă prin temă

$$A_{prel} = 45\ p = 45 \cdot 15{,}875 \approx 714 \text{ mm.}$$

Se determină numărul de zale:

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2A_{prel}}{p} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{p}{A_{prel}} = \frac{25 + 75}{2} + \frac{2 \cdot 714}{15{,}875} +$$

$$+ \left(\frac{75 - 25}{2 \cdot 3{,}14}\right)^2 \cdot \frac{15{,}875}{714} \approx 142 \text{ zale.}$$

Se calculează lungimea lanţului:

$$L = Wp = 142 \cdot 15{,}875 = 2254{,}25 \text{ mm.}$$

Se recalculează distanţa dintre axe:

$$A_{rec} = \frac{p}{4}\left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2}\right] =$$

$$= \frac{15{,}875}{4}\left[142 - \frac{25 + 75}{2} + \sqrt{\left(142 - \frac{25 + 75}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{75 - 25}{2 \cdot 3{,}14}\right)^2}\right] =$$

$$= 719{,}14 \text{ mm.}$$

Pentru a realiza săgeata de montaj, se adoptă

$$A = A_{rec}(1 - 0{,}003) = 719{,}14(1 - 0{,}003) \approx 717 \text{ mm.}$$

Forţa de întindere datorată greutăţii lanţului este:

$$F_q = K_p q \frac{A}{1000} = 4 \cdot 0{,}93 \frac{717}{1000} \approx 3 \text{ daN}; \ q = 0{,}981\ m = 0{,}981 \cdot 0{,}95 =$$

$$= 0{,}93 \text{ daN/m},$$

iar forţa de întindere datorată forţei centrifuge:

$$F_c = q \frac{v_m^2}{g} = 0{,}93 \frac{5{,}29^2}{9{,}81} \approx 3 \text{ daN.}$$

Forţa din ramura pasivă

$$F_1 = F_q + F_c = 3 + 3 = 6 \text{ daN.}$$

Se calculează forța utilă :

$$F_u = 95\,500 \frac{P_{dat}}{n_1} \frac{2}{D_{d1}} = 95\,500 \frac{3}{800} \cdot \frac{2}{12,66} = 57 \text{ daN},$$

$$\text{unde : } D_{d1} = \frac{p}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180}{25}} = 126,66 \text{ mm.}$$

Forța din ramura activă :

$$F_2 = F_u + F_1 = 57 + 6 = 63 \text{ daN.}$$

Coeficientul de siguranță la rupere :

$$c = \frac{F_r}{F_2} = \frac{2300}{63} \approx 36,5 > c_a = 7\ldots14.$$

Forța care solicită arborii :

$$Q = K_g F_u = 1,15 \cdot 57 = 66 \text{ daN.}$$

414 Să se calculeze elementele geometrice ale profilelor limită pentru dantura unei roți de lanț*) (v. problema 413). Se cunosc : $z_1 = 25$, $p = 15,875$ mm (lanț 10 B).

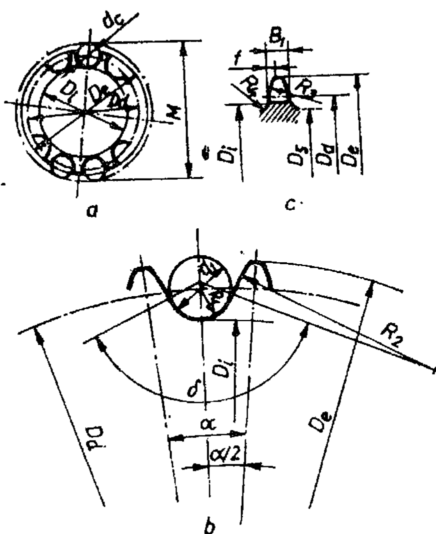


Fig. 227

Rezolvare :

Forma și dimensiunile principale ale danturii unei astfel de roți de lanț se determină conform STAS 5006-66.

Forma și dimensiunile frontale ale danturii (fig. 227, *a*)

Diametrul de divizare

$$D_{d1} = \frac{p}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 126,66 \text{ mm},$$

diametrul de fund fiind

$$D_{i1} = D_{d1} - d_1 = 126,66 - 10,16 = 116,5 \text{ mm},$$

cu diametrul nominal al rolei lanțului $d_1 = 10,16$ mm, conform tabelului 2 din STAS 5174-66.

*) Pentru lanț cu role și zale scurte.

Se determină diametrul de vîrf

$$D_{e\,1\,max} = D_{d1} + 1{,}25p - d_1 = 126{,}66 + 1{,}25 \cdot 15{,}875 - 10{,}16 = 136{,}34 \text{ mm},$$

$$D_{e\,1\,min} = D_{d1} + p\left(1 - \frac{1{,}6}{z_1}\right) - d_1 = 126{,}66 +$$

$$+ 15{,}875\left(1 - \frac{1{,}6}{25}\right) - 10{,}16 = 131{,}36 \text{ mm},$$

alegîndu-se $D_{e1} = 134$ mm.

Diametrul rolei calibru este:

$$d_c = d_1 = 10{,}16 \text{ mm},$$

iar dimensiunea peste role

$$M = D_{d1} \cos\frac{90°}{z_1} + d_c = 126{,}66 \cos\frac{90°}{25} + 10{,}16 = 136{,}57 \text{ mm}.$$

Raza locaşului rolei (v. fig. 227, *b*)

$$R_{1\,min} = 0{,}505\ d_1 = 0{,}505 \cdot 10{,}16 = 5{,}13 \text{ mm}; \quad R_{1\,max} = 0{,}505\ d_1 +$$

$$+ 0{,}069 \sqrt[3]{d_1} = 0{,}505 \cdot 10{,}16 + 0{,}069 \sqrt[3]{10{,}16} = 5{,}279 \text{ mm}.$$

Unghiul locaşului rolei

$$\delta_{max} = 140° - \frac{90°}{z_1} = 140 - \frac{90°}{25} = 136°24', \quad \delta_{min} =$$

$$= 120° - \frac{90°}{z_1} = 120 - \frac{90°}{25} = 116°24'.$$

Raza flancului dintelui

$$R_{2\,min} = 0{,}12\ d_1\,(z_1 + 2) = 0{,}12 \cdot 10{,}16\,(25 + 2) = 32{,}92 \text{ mm}, \quad R_{2\,max} =$$

$$= 0{,}008\ d_1\,(z_1^2 + 180) = 0{,}008 \cdot 10{,}16\,(25^2 + 180) = 65{,}43 \text{ mm}.$$

Profilul efectiv al golului dintre dinţi *) trebuie să se situeze între profilul minim, determinat de $R_{1\,min}$, δ_{max} şi $R_{2\,min}$ şi profilul maxim, determinat de $R_{1\,max}$, δ_{min} şi $R_{2\,max}$.

Forma şi dimensiunile axiale a danturii (fig. 227, *c*)

Lăţimea dintelui

$$B_1 = 0{,}95\,a_{min} = 0{,}95 \cdot 9{,}65 = 9{,}17 \text{ mm},$$

unde $a_{min} = 9{,}65$ mm, conform tabelului 2 din STAS 5174-66 (a_{min} — lăţimea interioară).

---

*) Locaşul rolei.

Teșirea dintelui este

$$f = (0{,}1\ldots0{,}15)\ p \approx 2 \text{ mm},$$

raza de teșire minimă fiind

$$R_{3\,min} = p = 15{,}875 \text{ mm}.$$

Raza de racordare la obada roții

$$R_4 = 0{,}3 \text{ mm}.$$

Diametrul obezii roții

$$D_5 = p \operatorname{ctg} \frac{180°}{z_1} - 1{,}05\ b_{1\,max} - 1{,}00 - 2R_4 = 15{,}875 \operatorname{ctg} \frac{180°}{25} -$$

$$- 1{,}05 \cdot 14{,}73 - 1{,}00 - 2 \cdot 0{,}3 = 108{,}6 \text{ mm},$$

unde $b_{1\,max} = 14{,}73$ mm, conform tabelului 2 din STAS 5174-66 ($b_{1\,max}$ — lățimea eclisei interioare).

415 Antrenarea principală a unei mașini de frezat — de la un motor electric cu puterea $P = 7{,}5$ kW și turația $n_1 = 1450$ rot/min — este realizată cu o transmisie prin lanț, de uz general, cu role și zale scurte : 08 B—STAS 5174-66. Se cunosc : raportul de transmitere $i = 3$; sarcina acționează cu șocuri ($K_d = 1{,}35$) ; $A = 30\,p$; linia centrelor roților de lanț este verticală (fig. 228) ; întinderea se reglează prin deplasarea motorului și a roții conducătoare ; ungerea se obține cu ajutorul unei pompe ; mașina-unealtă funcționează în două schimburi. Să se calculeze transmisia prin lanț.

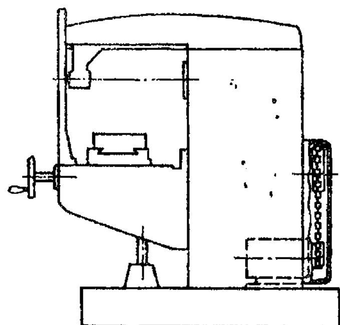


Fig. 228

416 Să se aleagă și să se verifice lanțul cu role care poate fi folosit la o transmisie la care se cunosc : puterea la roata conducătoare $P = 5$ kW, turația $n_1 = 1000$ rot/min, raportul de transmitere $i = 2{,}5$. Linia centrelor este orizontală, $A = 1\ m$; transmisia funcționează în trei schimburi, reglarea realizîndu-se cu o roată de întindere, iar ungerea — prin picurare. Sarcina acționează cu șocuri ($K_d = 1{,}35$).

417 La o transmisie prin lanț cu role, avînd pasul $p = 25{,}4$ mm, se cunosc : turația roții conducătoare $n_1 = 1450$ rot/min, turația roții conduse $n_2 = 380$ rot/min și $A = 1400$ mm. Să se determine : raportul de transmitere i ; numerele de dinți z_1 și z_2 ; numărul de zale W ; lungimea lanțului L. Să se stabilească dacă A se află în limitele recomandate.

418 Pentru antrenarea unei mașini, se folosește un lanț cu pasul $p = 15{,}875$ mm. Se cunosc: $n_1 = 1450$ rot/min, $n_2 = 350$ rot/min, $A = 700$ mm, linia centrelor este înclinată cu 45° față de orizontală, sarcina acționează static; transmisia este fără reglare, cu ungere periodică, funcționînd într-un schimb. Să se calculeze: viteza-medie a lanțului; puterea pe care o poate transmite lanțul cu role pe un singur rînd, cu pasul dat; forța care acționează asupra arborilor, în cazul în care lanțul transmite puterea admisibilă.

419 Un lanț, de la o mașină de ridicat, are pasul $p = 25{,}4$ mm. Se cunosc: $i = 2$, $A = 1200$ mm. Să se calculeze: numărul de zale; lungimea L; diametrele roților D_{d1} și D_{d2}.

420 Să se calculeze puterea utilă admisibilă a lanțului cu role și zale lungi 210 A, STAS 4239-65. Se cunosc: $n_1 = 800$ rot/min, $i = 3{,}2$; transmisia funcționează într-un schimb, fără reglare, cu ungere periodică, sarcina fiind statică: linia centrelor roților este înclinată cu 30° față de orizontală, $A = (30\ldots50)p$.

1. B O I A N G I U, D. ş.a. *Elementele elastice ale maşinilor.* Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

2. B U N E S C U, V. *Raţionalizarea calculelor în proiectare.* Bucureşti, Editura tehnică, 1971.

3. B U Z D U G A N, G H. *Calculul de rezistenţă la solicitări variabile.* Bucureşti, Editura tehnică, 1963.

4. CERNAVSKI, S. A. *Proektirovanie mehaniceskih peredaci.* Moscova, Maşghiz, 1963.

5. C H I S I U, A L, ş.a. *Organe de maşini.* Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1976.

6. D A S C H I E V I C I, B. P. ş.a. *Detali maşin.* Kiev, Iz-vo Tehnika, 1968.

7. D E C K E R, K. H. *Verbindungselemente.* München, Carl Hanser Verlag, 1963.

8. D E C K E R, K. H. şi K A B U S, K. *Maschinenelemente — Aufgaben.* München, Carl Hanser Verlag, 1964.

9. D E C K E R, K. H. *Maschinenelemente.* München, Carl Hanser Verlag, 1971.

10. D I A C E N K O, S. K. şi S T O L B O V O I, S. Z. *Rasciot i proektirovanie detalei maşini.* Kiev, Izdatelstvo Tehnika, 1961.

11. D I T T R I C H, O. şi S C H U M A N N, R. *Anwendungen der Antriebstechnik.* Band II: *Kupplungen.* Mainz, Otto Krauskopf-Verlag GmbH, 1974.

12. D R Ă G H I C I, I. ş.a. *Organe de maşini.* Universitatea din Braşov, vol. I, 1973, vol. II, 1980.

13. D R Ă G H I C I, I., C H I S U, E., J U L A, A. şi P R E D A, L. *Organe de maşini. Culegere de probleme.* Bucureşti, Editura tehnică, 1975.

14. D R Ă G H I C I, I. ş.a. *Organe de maşini. Culegere de probleme.* Universitatea din Braşov, 1976.

15. D R Ă G H I C I, I. ş.a. *Calculul şi construcţia cuplajelor.* Bucureşti, Editura tehnică, 1979.

16. E S I P E N K O, I A. I. *Mehaniceskie variatori skorosti.* Kiev, Isdatelstvo Tehniceskoi literaturi, USSR, 1961.

17. F A R O B I N, I A. E. *Frikţionnie peredaci avtomobilei i traktorov.* Moscova, Maşghiz, 1962.

18. F R O N I U S, S T. *Maschinenelemente. Antriebselemente.* Berlin, VEB Verlag Technik, 1971.

19. G H E L E V, G. N. ş.a. *Spravocinik po rasciotu ţepnih peredaci.* Moscova, Maşghiz, 1960.

20. G Ö B E L, E. F. *Gummifedern.* Berlin, Heidelberg — New York, Springer Verlag, 1969

21. H O R O V I T Z, B. *Reductoare şi variatoare de turaţie.* Bucureşti, Editura tehnică, 1963.

22. H O R O V I T Z, B. *Organe de maşini.* Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1969.

23. H O R O V I T Z, B. ş.a. *Transmisii şi variatoare prin curele şi lanţuri.* Bucureşti, Editura tehnică, 1971.

24. I V A N O V, M. N. *Detali maşin.* Moscova, Iz-vo Vîsşaia Skola, 1964.

25. J U L A, A. ş.a. *Montaje de rulmenţi.* Îndrumar. Universitatea din Braşov, 1978.

26. M A L T E V, V. F. *Rolikovie mehanismi svobodnogo hoda.* Moscova, Maşghiz, 1959.

27. M A N E A, G H. *Organe de mașini*, vol I, București, Editura tehnică, 1970.

28. M I C L O S I, V. ș.a. *Îndrumător pentru alegerea oțelurilor*. București, Editura tehnică 1966.

29. M I L O I U, G H. și D U D I T A, F L. *Transmisii mecanice moderne*. București, Editura tehnică, 1972.

30. N A D A S A N, S T. ș.a. *Oboseala metalelor*. București, Editura tehnică, 1962.

31. P A M P E L, W. *Kupplungen*. Band I, Berlin, VEB Verlagtechnik, 1968.

32. P A S C O V I C I, M., V O I C A, I., D U M B R A V A, M. și S T A N C I U, S. *Lagăre radiale hidrodinamice*. Îndrumar pentru proiectare. Institutul politehnic București, 1977.

33. P A V E L E S C U, D. ș.a. *Organe de mașini*, vol. I, Institutul politehnic București, 1975.

34. P O L I A K O V, V. S., B A R B A S, I. D. și R I A H O V S K I, O. A. *Spravocinik po muftam*. Leningrad, Mașinostroienie, 1974.

35. P O P E S C U, N. *Alegerea și tratamentul termic al oțelurilor pentru roți dințate*. București, Editura tehnică, 1969.

36. P R O N I N, B. A. și R E V K O V, G. A. *Bestupenciatie klinoremenie i frikționie peredaci*. Moscova, Mașinostroenie, 1967.

37. P R O N I N, B. A. și R E V K O V, G. A. *Proektirovanie frikționih variatorov skorosti*. Moscova, Moskovskii avtomehaniceskii institut, 1970.

38. P R O N I N, B. A. și R E V K O V, G. A. *Rasciot i proektirovanie variatorov s ghibkoi sviaziu*. Moscova, Moskovskii avtomehaniceskii institut, 1973.

39. R A B I N O V I C I, I. *Rulmenți*. București, Editura tehnică, 1972.

40. R E S E T O V, D. N. *Organe de mașini*. București, Editura tehnică, 1963.

41. S A U E R, L. ș.a. *Angrenaje*, vol. I și II. București, Editura tehnică, 1970.

42. S C H A L I T Z, A. *Kupplungs-Atlas*. Ludwigsburg/ Württ, A.G.T.-Verlag Georg Thum, 1969.

43. S I M O N I S, F R. W. *Stufenlos verstellbare mechanische Getriebe*. Berlin/ Göttingen/ Heidelberg, Springer Verlag, 1959.

44. S T U B N E R, K. și R U G G E N, W. *Kupplungen*. München. Carl Hauser Verlag, 1961.

45. S T Ö L Z L E, K. și H A R T, S. *Freilaufkupplungen*. Berechnung und Konstruction. Berlin, Göttingen, Heidelberg, Springer Verlag, 1961.

46. T E H N O V I C I, L. I. *Sbornik zadaci po detaliam mașin*. Kiev, Iz-vo Tehnika, 1968.

47. T E O D O R E S C U, C. C. ș.a. *Îmbinări sudate*. București, Editura tehnică, 1972.

48. T E R P L A N, Z. ș.a. *Mechanikus tengelykapcsolók*. Budapest, Müszaki könyvkiado. 1966.

49. T E R P L A N, Z. ș.a. *Különleges tengelykapcsolók*. Budapest, Müszaki könyvkiado, 1971.

50. T H O M A S, A. K. Die *Tragfähigkeit der Zanhräder*. München, Carl Hanser Verlag, 1966.

51. W A H L, A. M. *Mechanische Federn*. Düsseldorf, Michael Triltsch Verlag, 1966.

52. *Detali mașin*. Rasciot i konstruirovanie. Vol. I, II. Moscova, Mașinostroenie, 1968.

53. *Organe de mașini*. Standarde și comentarii. Vol. I, București, Editura tehnică, 1970; vol. II, București, Editura tehnică, 1972.

54. *Fonte și oțeluri*. Standarde și comentarii. București, Editura tehnică, 1973.

55. *Manualul inginerului mecanic*. Mecanisme. Organe de mașini. Dinamica mașinilor. București, Editura tehnică, 1976.

56. *Catalog de rulmenţi*, nr. 005. Bucureşti, Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice, 1970.

57. *Îndrumător pentru construcţia lagărelor cu rulmenţi*. Bucureşti, MICMG, 1974.

58. *Die Gestaltung von Wälzlagerung*. Catalog FAG (R.F.G.), 1970.

59. *Das Wälzlager im Kraftfahrzeug*. Catalog FAG (R.F.G.), 1973.

60. GHELEŞEL, V. ş.a. *Organe de maşini. Culegere de probleme*. Bucureşti, Editura tehnică, 1958.

61. *Documentaţia tehnică a firmelor specializate*: TEXROPE (Franţa); A. Friedr. Flender & Co. (RFG); Hochreuteur & Baum (R.F.G.); Metalastik Ltd. (Anglia); Ortlinghaus Werke GmbH (R.F.G.), STROMAG GmbH (R.F.G.), Stieber Rollkupplung (R.F.G.); Stieber & Nebelmeier (R.F.G.); Borg-Warner-Stieber GmbH (R.F.G.), Întreprinderea Mecanică Cugir, Bolenz & Schäfer, Frank Wigglesworth & Co. Ltd. (Anglia).

ANEXA I

TABELE ŞI DIAGRAME AJUTĂTOARE

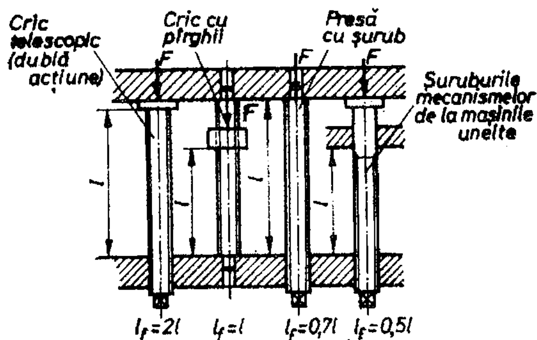


Fig. A I-1

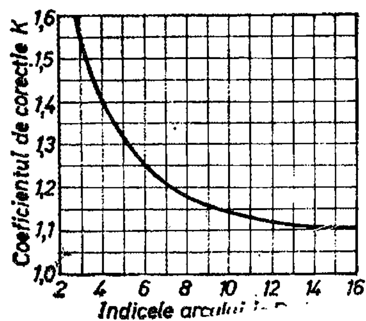


Fig. AI-2

Axa arcului

$\frac{D_m}{2}$

ψ

$\frac{b}{h}$

$\frac{h}{b}$

b = h

$$i = \frac{D_m}{b}$$

Fig. AI-3

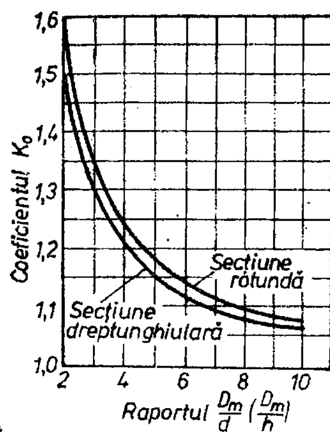


Fig. A I-4

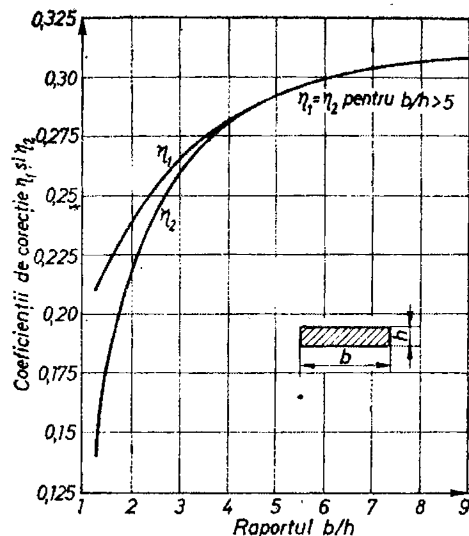


Fig. A I-5

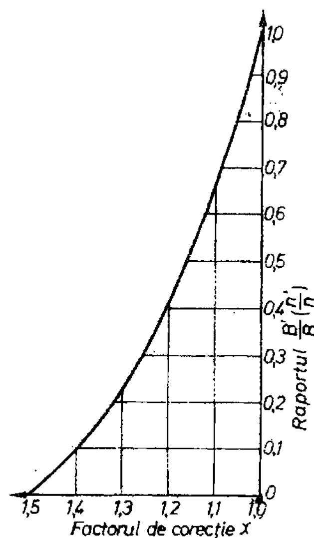


Fig. A I-6

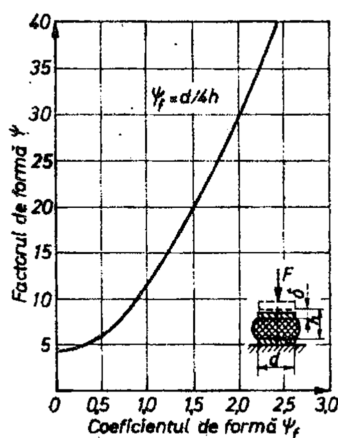


Fig. A I-7

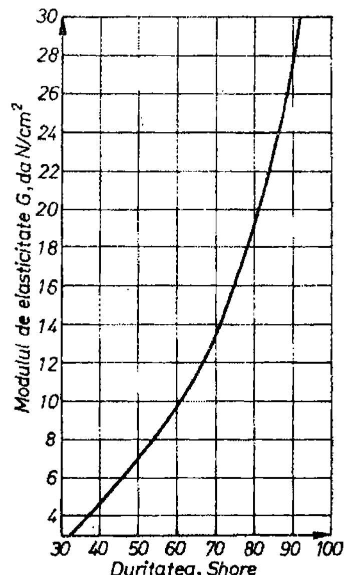


Fig. A I-8

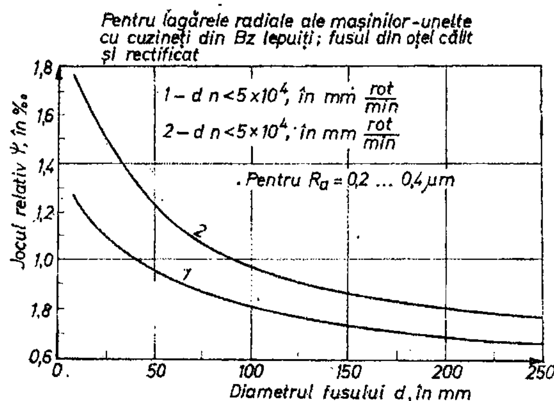


Fig. A I-9

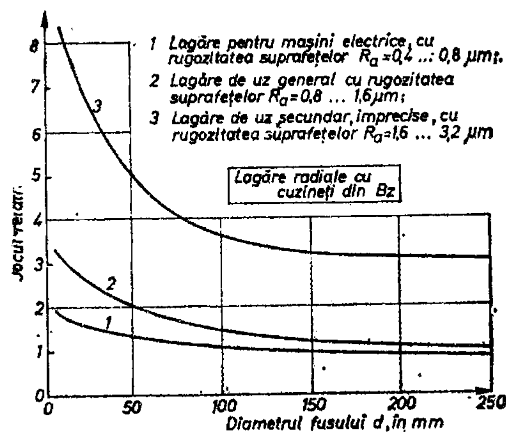


Fig. A I-10

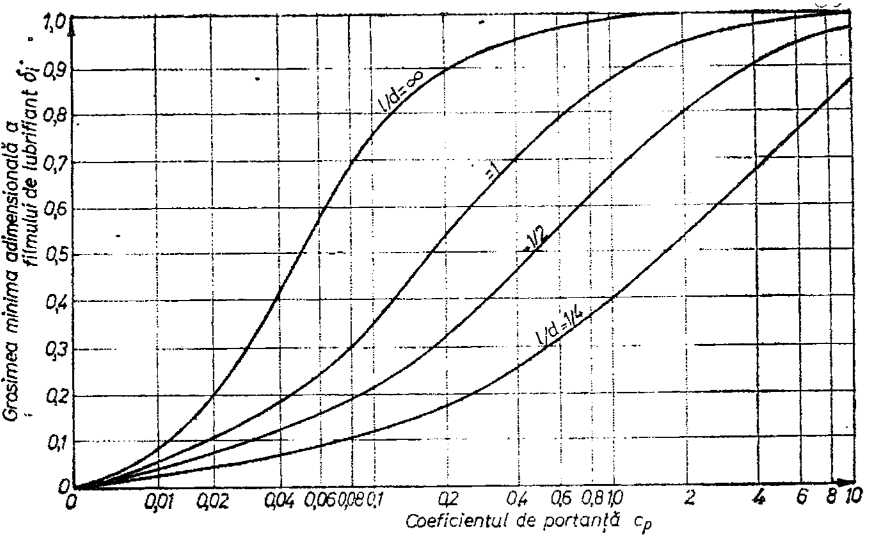


Fig. A I-11

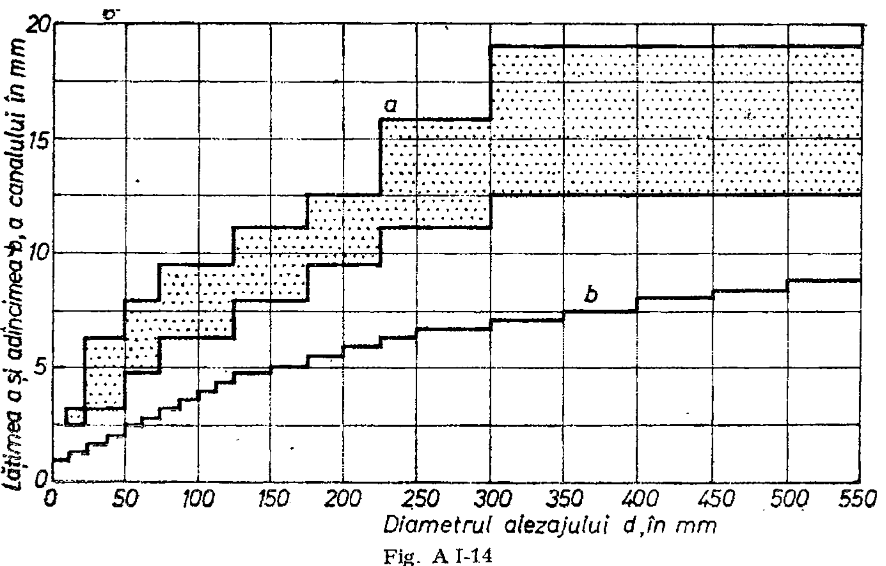


Fig. A I-12

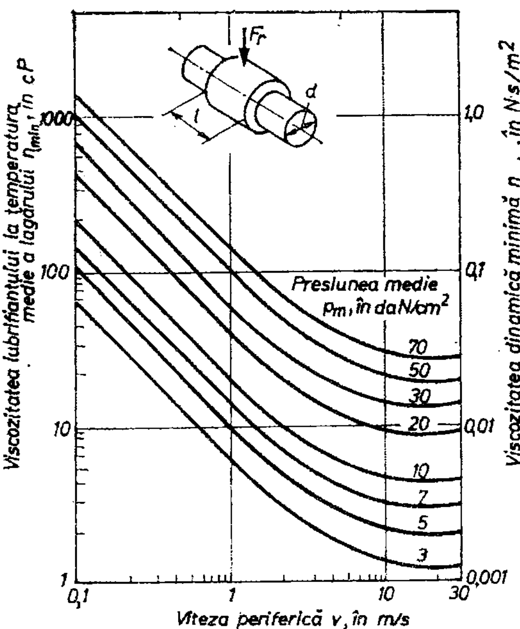


Fig. A I-13

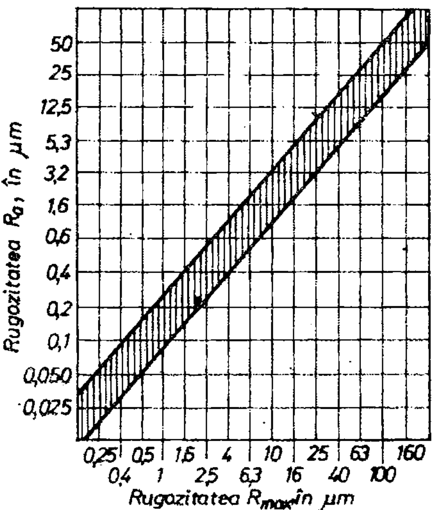


Fig. A I-14

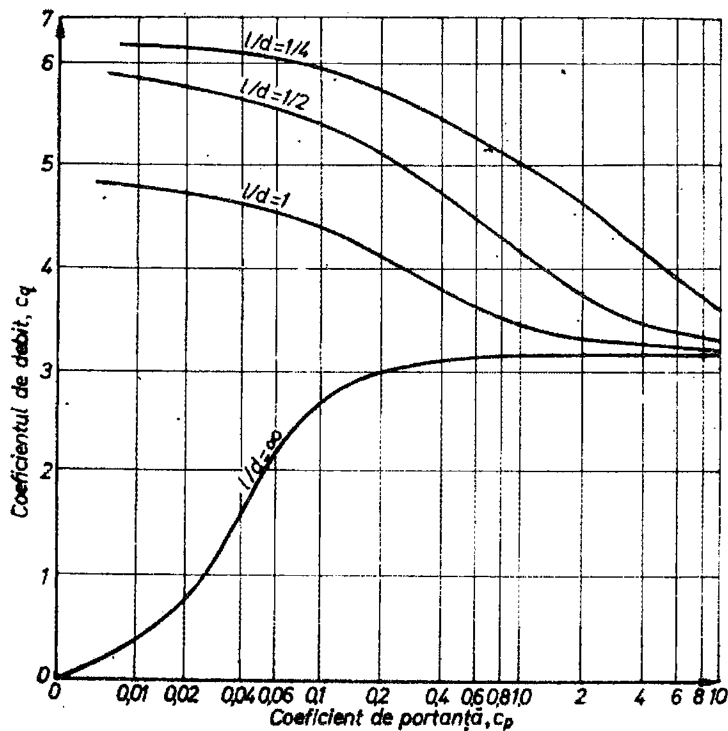


Fig. A I-15

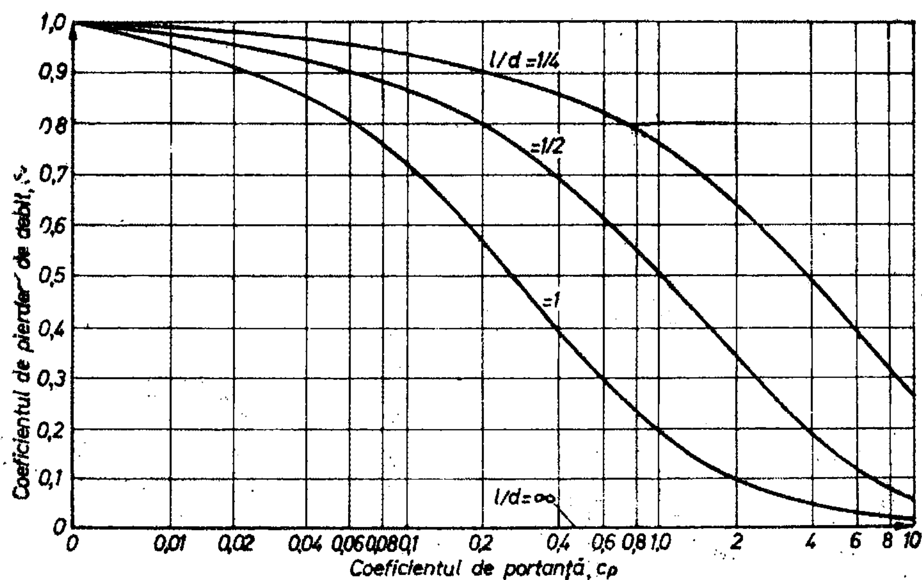


Fig. A I-16

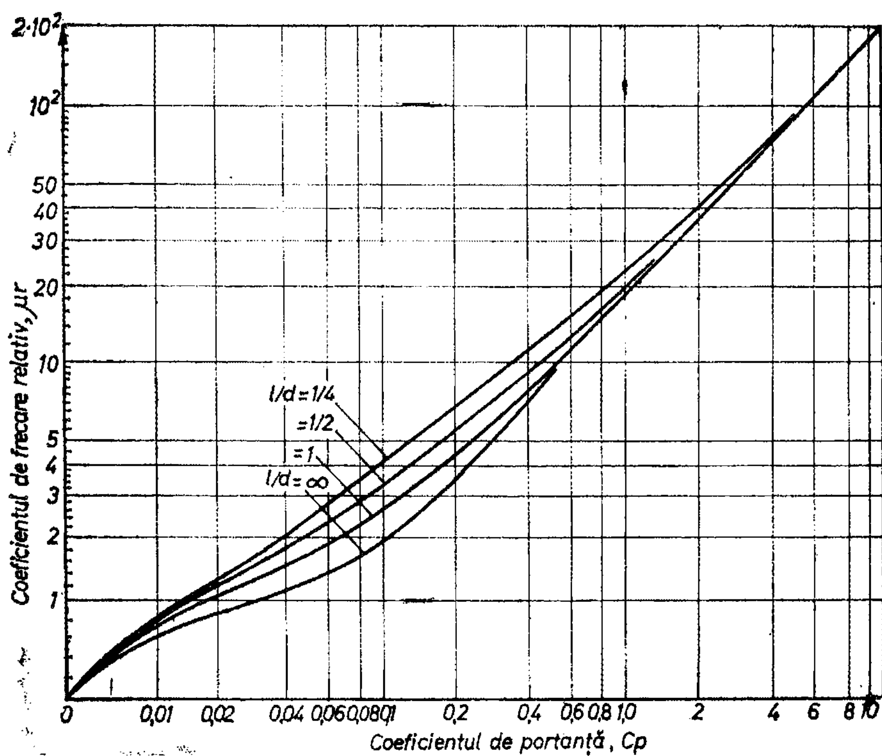


Fig. A I-17

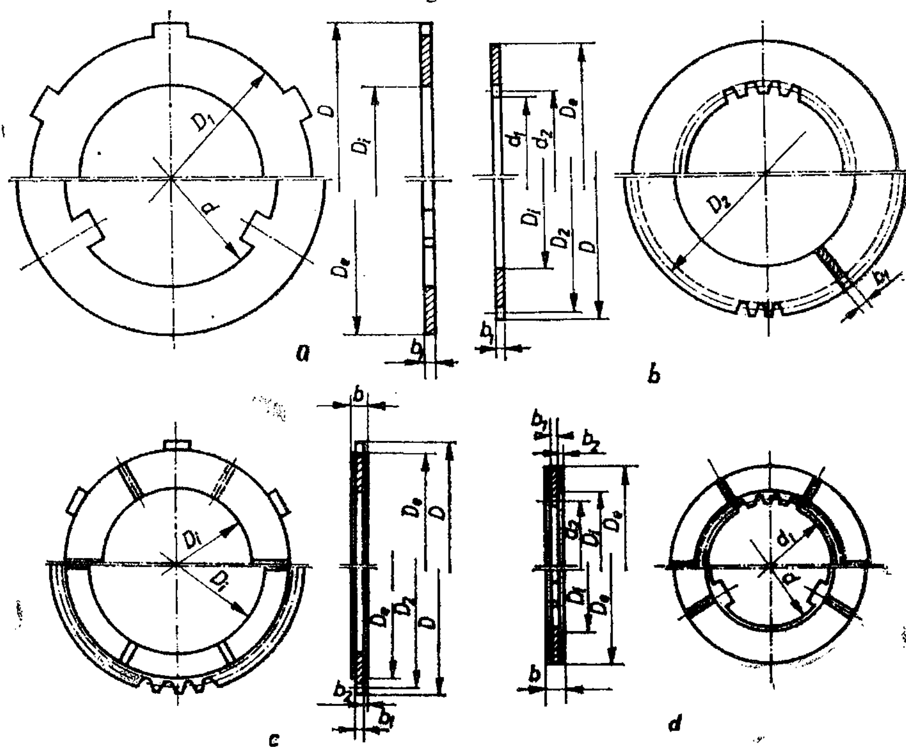


Fig. A I-18

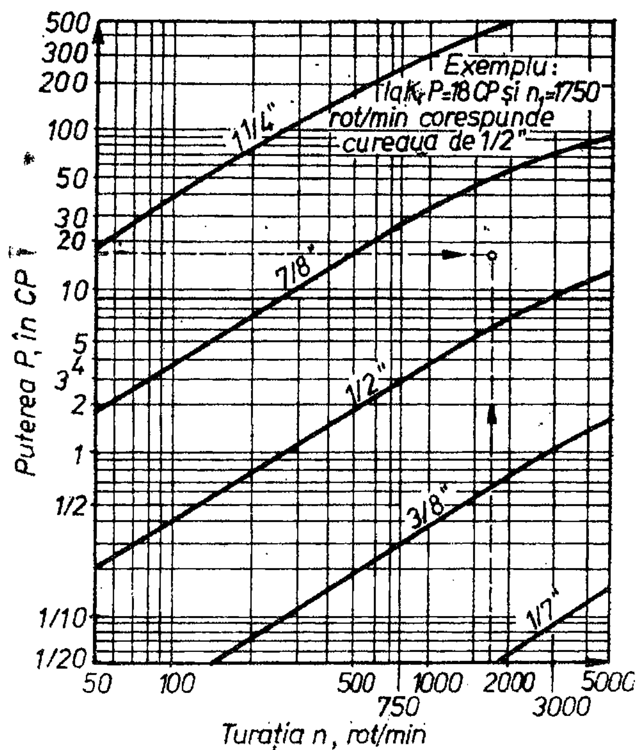


Fig. A I-19

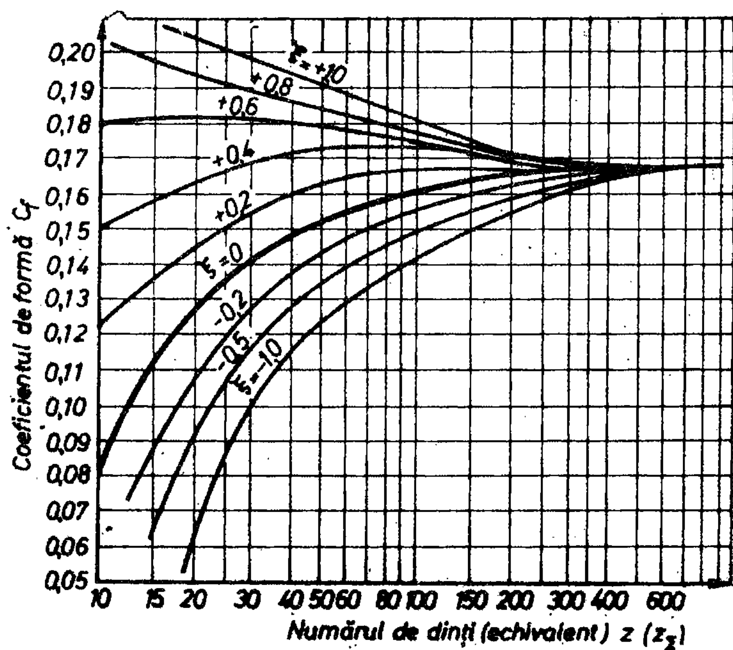


Fig. AI-20

Tabelul AI-1

Parametrii caracteristici ai îmbinărilor nituite de rezistență [12, 13, 27]

Numărul secțiunilor de forfecare	Numărul rîndurilor de nituri	Diametrul nitului d*), în mm	Pasul niturilor pe rînd t, în mm	Distanța dintre rînduri e_1, în mm	Distanța de la marginea tablei e, în mm	Coeficientul de utilizare φ
Una	1	2s	$(2,5 \ldots 3)\, d_1$	$(2 \ldots 2,5)\, d_1$ sau $(0,5 \ldots 0,7)\, t$	$(1,5 \ldots 2)\, d_1$	0,67
	2		$(4 \ldots 4,5)\, d_1$			0,75
	3		$(5,5 \ldots 6)\, d_1$			0,83
Două	1	1,5s	$3,5\, d_1$	$\left(\frac{3}{8} \ldots 0,5\right) t$	$(1,5 \ldots 2)\, d_1$	0,71
	2		$(5,5 \ldots 6)\, d_1$			0,83
	3		$8\, d_1$			0,87

*) Se rotunjește la o valoare standardizată.

Tabelul AI-2

Parametrii caracteristici ai îmbinărilor nituite de rezistență-etanșare [27]

Nr. secțiunilor de forfecare	Nr. rîndurilor de nituri	Diametrul nitului d, în cm	Distanța de la marginea tablei e, în cm	Distanța dintre rînduri e_1, în cm	Pasul niturilor pe rînd t, în cm	Coeficientul de utilizare φ	$\frac{pD}{4}$, $\frac{pD}{2}$, în $\frac{daN}{cm}$	Rezistența admisibilă la alunecare K_{na}, în $\frac{daN}{cm^2}$	Grosimea eclisei s_1
Una	1	$s + 0,8$	$1,5\, d_1$	—	$2\, d_1 + 0,8$	0,56...0,60	500	600...700	—
	2			$0,6\, t$	$2,6\, d_1 + (1 \ldots 1,5)$	0,66...0,70	350...950	500...650	—
	3	$s + (0,6 \ldots 0,8)$		$0,5\, t$	$3\, d_1 + 2,2$	0,74...0,75	450...1350	500...600	—
Două	1	$s + (0,6 \ldots 0,7)$	$1,5\, d_1$	—	$2,6\, d_1 + 1$	0,67...0,70	350...950	2(500...600)	2/3 s
	2	$s + (0,5 \ldots 0,6)$		$0,5\, t$	$3,5\, d_1 + 1,5$	0,75...0,82	450...1650	2(475...575)	(2/3...0,8)s
	3	$s + 0,5$		$3,8\, t$	$6\, d_1 + 2$	0,84...0,85	450...2300	2(450...550)	0,8 s

Tabelul A I-3

Valorile medii ale coeficienţilor de frecare, la asamblările presate [12, 13, 27]

Materialul piesei		Starea de ungere	μ_p	μ_d	μ
Arborele	Butucul				
oţel	oţel	ungere cu ulei la montare	0,06...0,22	0,08...0,2	0,09...0,17
oţel	fontă	ungere cu ulei la montare	0,06...0,14	0,09...0,17	0,07...0,12
oţel	aliaje uşoare	fără ungere la montare	0,02...0,08	0,03...0,08	0,02...0,06

Tabelul A I-4

Înălţimile maxime ale neregularităţilor de suprafaţă R_{max} [27]

Felul prelucrării	R_{max}, în μm	Felul prelucrării	R_{max}, în μm
Strunjire grosolană	40 ... 100	Alezare	4...10
Netezire prin strunjire	10...40	Alezare fină	1...4
Strunjire fină cu metal dur	2,5...10	Broşare	2,5...10
Strunjire fină cu diamant	1...2,5	Rectificare	4...10
Netezire prin frezare	10...40	Rectificare fină	1...4
Rectificare fină	4...10	Rectificare foarte fină	0,1...1
Rabotare grosolană	40...100	Honuire	0,1...1
Netezire prin rabotare	10...40	Lustruire	0,1...0,4

Tabelul A I-5

Valorile coeficientului de siguranţă în raport cu limita de curgere [52]

Materialul	Sarcină constantă			Sarcină variabilă $0 \rightleftarrows F$	
	$d = 6 \ldots 16$	$d = 16 \ldots 30$	$d = 30 \ldots 60$	$d = 6 \ldots 16$	$d = 16 \ldots 30$
Oţel carbon	5,0...4,0	4,0...2,5	2,5...1,5	12,0...8,0	8,0
Oţel aliat	6,0...5,0	5,0...3,0	3,0	10,0...6,0	6,0

Tabelul AI-6

Relațiile de calcul pentru coeficienții de siguranță la solicitări variabile [3, 12]

Metoda de schematizare		Relațiile de calcul
Soderberg	materiale ductile	$c_\sigma = \dfrac{1}{\dfrac{\beta_k}{\varepsilon\gamma}\,\dfrac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \dfrac{\sigma_m}{\sigma_r}}$
	materiale tenace	$c_\sigma = \dfrac{1}{\dfrac{\beta_k}{\varepsilon\gamma}\,\dfrac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \dfrac{\sigma_m}{\sigma_{02}}}$
Serensen-Kinasoșvili	$\dfrac{\sigma_a}{\sigma_m} > \dfrac{\alpha_\sigma - \psi}{1 - \alpha_\sigma}$	$c_\sigma = \dfrac{1}{\dfrac{\beta_k}{\varepsilon\gamma} \cdot \dfrac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \psi\,\dfrac{\sigma_m}{\sigma_{-1}}}$
	$\dfrac{\sigma_a}{\sigma_m} < \dfrac{\alpha_\sigma - \psi}{1 - \alpha_\sigma}$	materiale tenace $c_\sigma = \dfrac{\sigma_{02}}{\sigma_m + \sigma_a}$ materiale ductile $c_\sigma = \dfrac{\sigma_r}{\dfrac{\beta_k}{\varepsilon\gamma}\,\xi\,\sigma_a + \sigma_m}$
Smith	$\dfrac{\sigma_a}{\sigma_m} \geqslant \dfrac{\varepsilon\gamma}{\beta_k}\left(\dfrac{\sigma_{02}}{\sigma_{mc}} - 1\right)$	$c_\sigma = \dfrac{1}{\dfrac{\beta_k}{\varepsilon\gamma}\,\dfrac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \psi\,\dfrac{\sigma_m}{\sigma_{-1}}}$
	$\dfrac{\sigma_a}{\sigma_m} < \dfrac{\varepsilon\gamma}{\beta_k}\left(\dfrac{\sigma_{02}}{\sigma_{mc}} - 1\right)$	$c_\sigma = \dfrac{1}{\dfrac{\beta_k}{\varepsilon\gamma}\,\dfrac{\sigma_a}{\sigma_{02}} + \dfrac{\sigma_m}{\sigma_{02}}}$
Buzdugan		$c_\sigma = \dfrac{1}{\sqrt{\left(\dfrac{\beta_k}{\varepsilon\gamma}\right)^2 \left(\dfrac{\sigma_a}{\sigma_{-1}}\right)^2 + \left(\dfrac{\sigma_m}{\sigma_{02}}\right)^2}}$

Observație: 1. Pentru solicitarea de răsucire, σ se înlocuiește prin τ.

2. $\psi = \dfrac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$; $\quad \xi = 2\,\dfrac{\sigma_r}{\sigma_0} - 1$; $\quad \sigma_{mc} = \dfrac{\sigma_{02} - \sigma_{-1}}{1 - \psi}$; $\quad \alpha_\sigma = \dfrac{\sigma_{-1}}{\sigma_{02}}$.

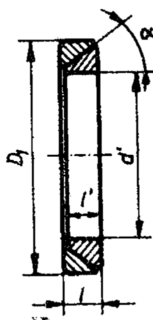
Tabelul AI-7

Valorile presiunii admisibile și ale coeficienților de frecare, pentru șuruburile de mișcare [6, 9, 12, 13, 24, 27]

Materialul cuplului șurub-piuliță	p_a^*, daN/cm²	μ
Oțel pe fontă	50...60	0,12...0,15
Oțel pe oțel	70...130	0,11...0,1
Oțel pe bronz	70...130	0,08...0,1
Oțel pe fontă antifricțiune	100...130	0,11...0,1

Tabelul AI-8

Dimensiunile inelelor tronconice, în mm [7. 9, 12]

	d'	D_1	l	l'
	12	15	4,5	3,5
	14	18	6,3	5,3
	16	20	6,3	5,3
	18	22	6,3	5,3
	20	25	6,3	5,3
	22	26	6,3	5,3
	25	30	6,3	5,3
	28	32	6,3	5,3
	30	35	6,3	5,3
	32	36	6,3	5,3
	35	40	7	6
	36	42	7	6
	38	44	7	6
	40	45	8	6,8
	42	48	8	6,8
	45	52	8	6,8
	48	55	8	6,8
	50	56	8	6,8
	55	62	9	7,6
	56	63	9	7,6
	60	67	9	7,6
	63	70	9	7,6
	65	72	9	7,6
	71	78	10	8,4
	75	82	10	8,4
	80	88	10	8,4
	85	98	11	9,2
	90	98	11	9,2
	95	102	11	9,2
	100	108	11	9,2
	120	130	12	9,8
	140	150	12	9,8

Tabelul AI-9

Recomandări privind alegerea indicelui arcului *i* [1, 12, 24, 27]

d, mm	1 ... 2,5	3 ... 5	6 ... 12
$i = D_m/d$	5...12	4...10	4...9

Tabelul AI-10

Coeficienții efectivi de concentrare β_k în zona racordării [7, 22, 27, 30, 40]

Concentratorul	Solicitarea	σ_r, daN/mm²	Raportul $\frac{r}{d}$								
			0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05
	Încovoiere		Raportul $\frac{D-d}{2r}=1$					Raportul $\frac{D-d}{2r}=2$			
		50	1,36	1,44	1,63	1,59	1,44	1,54	1,81	1,82	1,78
		70	1,40	1,49	1,71	1,69	1,55	1,59	1,91	1,94	1,88
		90	1,43	1,54	1,80	1,78	1,66	1,64	2,01	2,05	2,01
		120	1,49	1,62	1,92	1,93	1,83	1,72	2,16	2,23	2,19
			Raportul $\frac{D-d}{2r}=3$					Raportul $\frac{D-d}{2r}=5$			
		50	1,90	1,96	1,96	—	—	2,12	2,16	—	—
		70	1,99	2,08	2,10	—	—	2,23	2,30	—	—
		90	2,08	2,19	2,23	—	—	2,34	2,45	—	—
		120	2,21	2,37	2,44	—	—	2,50	2,66	—	—
	Răsucire		Raportul $\frac{D-d}{2r}=1$					Raportul $\frac{D-d}{2r}=2$			
		50	1,28	1,35	1,40	1,43	1,38	1,39	1,55	1,54	1,53
		70	1,29	1,37	1,44	1,46	1,42	1,42	1,59	1,59	1,59
		90	1,30	1,38	1,47	1,50	1,45	1,44	1,62	1,64	1,65
		120	1,32	1,42	1,52	1,54	1,50	1,47	1,68	1,71	1,74
			Raportul $\frac{D-d}{2r}=3$					Raportul $\frac{D-d}{2r}=5$			
		50	1,57	1,62	1,65	—	—	2,18	2,08	—	—
		70	1,61	1,69	1,72	—	—	2,3	2,17	—	—
		90	1,66	1,75	1,77	—	—	2,42	2,26	—	—
		120	1,73	1,86	1,88	—	—	2,60	2,40	—	—

Coeficienţii efectivi de concentrare β_k pentru arborii cu canal inelar [3, 22, 27, 30, 40]

Concentratorul	Solicitarea	σ_r, daN/mm²	Raportul $\frac{r}{d}$								
			0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05
	Încovoiere		Raportul $\frac{t}{r} = \frac{D-d}{2r} = 0,5$					Raportul $\frac{D-d}{2r} = 1$			
		50	1,93	1,84	1,77	1,66	1,48	2,15	2,05	1,97	1,85
		70	2,04	1,95	1,87	1,77	1,55	2,27	2,17	2,08	1,97
		90	2,15	2,66	1,97	1,88	1,62	2,39	2,28	2,19	2,09
		120	2,31	2,22	2,12	2,04	1,73	2,57	2,49	2,36	2,27
			Raportul $\frac{D-d}{2r} = 2$					Raportul $\frac{D-d}{2r} = 3$			
		50	2,36	2,25	2,16	—	—	2,47	2,35[1]	—	—
		70	2,50	2,38	2,28	—	—	2,64	2,49	—	—
		90	2,63	2,51	2,41	—		2,81	2,63	—	—
		120	2,84	2,71	2,59	—	—	3,07	2,84	—	—
	Răsucire	50	1,70	1,60	1,52	1,40	1,20				
		70	1,90	1,77	1,67	1,52	1,26				
		90	2,10	1,94	1,82	1,63	1,31				
		120	2,40	2,20	2,05	1,81	1,40				

Tabelul A1-12

Coeficienţii efectivi de concentrare pentru arbori, în zona canalului de pană, în cazul încovoierii şi răsucirii [3, 22, 27, 30, 40]

Concentratorul	Solicitarea	Rezistenţa la rupere σ_r, în daN/mm²				
		50	60	70	80	100
(arbore cu canal de pană)	Încovoiere	1,6	1,75	1,9	2,0	2,3
	Torsiune	1,4	1,5	1,7	1,9	2,2

Tabelul A1-13

Coeficienţii efectivi de concentrare a eforturilor unitare, pentru porţiunile canelate şi filetate ale arborilor [3, 22, 27, 30, 40]

Rezistenţa la rupere σ_r, în daN/mm²	Solicitarea: Încovoiere, filet	Încovoiere, caneluri	Torsiune, filet	Torsiune, caneluri dreptunghiulare	Torsiune, caneluri evolventice
40	1,45	1,35	1,00	2,10	1,40
50	1,78	1,45		2,25	1,43
60	1,96	1,55		2,36	1,46
70	2,20	1,60		2,45	1,49
80	2,32	1,65		2,55	1,52
90	2,47	1,70		2,65	1,55
100	2,61	1,72		2,70	1,58
120	2,90	1,75		2,80	1,60

Tabelul A1-14

Valoarea factorului dimensional ε în funcţie de diametrul arborelui [3, 22, 27, 30, 40]

Felul solicitării şi materialul	d, mm: 15	20	30	40	50	70	100	200
	Factorul dimensional ε							
Încovoiere pentru oţel carbon	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70	0,61
Încovoiere, pentru oţel aliat de înaltă rezistenţă şi răsucire, pentru toate oţelurile	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,69	0,52

Tabelul A1-15

Coeficientul γ de calitate a suprafeţei [3, 22, 27, 30, 40]

Felul prelucrării	Rezistenţă la rupere σ_r, daN/mm²: 40	80	120
Rectificare	1,0	1,0	1,0
Strunjire fină	0,90	0,90	0,80
Strunjire de degroşare	0,83	0,80	0,66
Suprafaţă neprelucrată	0,73	0,66	0,45

Coeficientul dimensional și încărcarea lagărelor diferitelor mașini [5, 55]

Tabelul AI-16

Tipul mașinii	Subansamblul. Condiții de exploatare	Materialul pentru fus-cuzinet		Coeficientul dimensional, l/d	Valorile maxime	
					p_a, daN/cm²	v_a, m/s
1	2	3		4	5	6
Transmisii mecanice	Funcționare intermitentă	OL 50/rășini sintetice OL 50/materiale plastice		1...2	6...40	1...0,15
	Funcționare continuă	OL 50/rășini sintetice OL 50/materiale plastice			6...20	0,5...0,15
		Oțel/fontă (STAS 6707-73)			3...40 (max 50)	3...1,5
		Oțel/compoziție pentru lagăre (Y-Sn 83 și Y-Sn 80, STAS 202-73)			150...200	80...60
		Oțel/ bronz STAS 197-68	Bz 14 T		150	10
			Bz 6 Zn T		80	3
			Bz 4 Zn T		50	3
Mașini-unelte		Oțel/ bronz	Bz Sn Pb 25	1,2...2	20...50	8
			Bz 4 Zn T		50	3
			Bz Al 9T		150	4
			Bz Al 10 Fe_3		200	5
			Bz Al 7T		250	8
		Oțel/fontă STAS 6707-73	Fgn A-1 Fgn A-2		5...120	5...1,0
			Fm A-1 Fm A-2		5...120	5...1,0

Tabelul AI-16 (continuare)

1	2	3		4	5	6
		Oțel/ compoziție pe bază de Pb	Y-Pb Sn 10		150...200	12
			Y-Pb Sn 6 Sb 6 (Babmetal)		150	6
			Y-Sn 83		200...250	80
			Y-Pb 98		150	15
Motoare cu ardere internă	Lagăre pentru arborele cotit (paliere)	Oțel/ bronz	Bz Sn Pb 22	0,5...0,9	55...130	3
	Lagăre de legătură ale arborelui cu biela (manetoane)	Oțel/ bronz	Bz Sn Pb 5	0,5...0,8	125...250 (150)	12
		Oțel/ compoziție	Y-Pb Sn 10		150...200	12
			Y-Pb Sn 6 Sb 6		150	6
			Y-Al Sb 5		100	4
Mașini de ridicat	Lagăre pentru roți și tamburi	Oțel/ bronz	Bz Sn Pb 22	0,8...1,8	150	3
			Bz 14 T		150	10
		Oțel/ fontă	Fc A-2		1...60	2...0,75
		Oțel/ mat. plastic	poliamida		12...60	2...1
		Oțel/ alamă	Am X T2 și T6		100	1
Laminoare		Oțel călit/ mat. plastic	Nylon	0,5...1,5	60	5
			Teflon armat		200	5
		Oțel/ bronz	Bz Al 9T		150	4
			Bz Al 10 Fe_3		200	5
			Bz Al 7 T		250	8

		Oţel/ compoziţie	Y-Pb 98 (babit)		150	60
		compoziţie	15 — 17% Sb 1,5—2% Cu 15 — 17% Sn restul Pb		150	12
Turbine, motoare electrice, pompe centrifuge, compresoare		Oţel/ bronz	Bz Sn Pb 5	0,6...1,5	125...250 (150)	12
			Bz 6 Zn T		50	5
			Bz 4 Zn T		100	4
			Bz (prelucrat la presiune) STAS 95-67		105	10
		Oţel/ aliaj tip babit	Y Sn 83		200...250	80
		Oţel/ textolit			50...150	1...5
Maşini şi instalaţii din industria textilă, alimentară, chimică		Oţel/ materiale sinterizate		0,5...2	100	—
		Oţel/ bronz	Bz 4 Zn T		50	3
		Oţel/ lignoston			40...100	4
		Oţel/ cauciuc			3...4	7
		Oţel/ textolit			50...150	1...5
		Oţel călit/mat. plastice	Nylon		60	5
			Teflon (PTFE)		30	0,5
Maşini agricole		Oţel/ aliaj tip babit	Y-Sn 83	1,5...2	200...250	80
		Oţel/ materiale sinterizate			100	—
		Oţel/ mat. plastice (Poliamida)			60	1

Tabelul AI-17

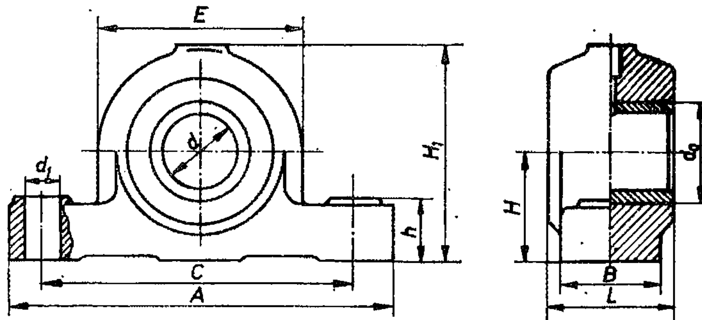
Razele de racordare la umărul fusului [27]

	d	20 ... 30	30 ... 45	45 .. 70	70 .. 100	100..150	150..200
	r_f	1,5	2	3	4	6	8
	r_c	2,5	3	4	5	8	10

Observație: Dimensiunile în mm.

Tabelul AI-18

Dimensiunile corpurilor de lagăre turnate, în mm [55]



d (H8)	d_0 (H8/k6)	A	B	L	C	d_1	H	H_1	h	E
25	32	150	45	60	110	14	36	72	25	70
30	38	160	45	60	120	14	40	80	25	75
40	50	185	50	70	140	18	45	93	30	90
50	60	210	60	80	160	23	56	108	35	100
60	70	230	70	90	180	23	67	128	35	120
70	85	270	80	100	210	23	75	148	40	140
80	95	300	80	100	240	27	85	168	45	160
90	105	320	90	120	260	27	100	193	50	180
100	115	350	100	120	280	27	106	208	50	200
110	125	350	100	120	280	27	106	208	50	200
125	140	400	100	120	320	34	120	238	55	230

Tabelul AI-19

Valorile factorului de material K_m [32]

Materialul cuzinetului	Aliaje metalice				Materiale plastice	
	Bz (fosforos)	Bz (cu Pb)	Al-Sn	Sn-Pb	termorigide	termoplaste
Valorile factorului K_m	1,0	0,8	0,8	0,5	0,7	0,6

Tabelul AI-20

Factorul de siguranță pentru solicitarea statică f_0 [56]

Tipul lăgăruirii, felul solicitării	f_0	Observații
Pentru lăgăruiri precise și unde se pretinde o funcționare ușoară și fără vibrații	1,2...2,5	Pentru carcase cu pereți subțiri, se vor alege valorile maxime, iar pentru carcase cu pereți masivi se vor alege valorile minime
Pentru solicitări în repaus și apoi rotire cu turație medie	0,8...1,25	
Pentru lăgăruiri neînsemnate, cu rotire înceată și pentru care nu au importanță frecările mari și neuniforme	0,5...0,8	
Pentru rulmenți axial-oscilanți cu role	>2	

Tabelul AI-21

Factorul de temperatură f_t [56]

t, °C	≤ 120°C	150°C	200°C	250°C	300°C
f_t	1,0	0,95	0,85	0,75	0,60

Tabelul AI-22

Factorul de șoc f_s [56]

Tipul vehiculului	Factorul f_s
automobile ușoare	1,3
automobile grele	1,4
autocamioane pînă la 1,5 tone	1,4
autocamioane peste 1,5 tone	1,5...1,6
vehicule cu. arcuri, pentru căi ferate	1,3
vehicule fără arcuri, pentru căi ferate	1,5...1,7
mașini agricole sau pentru construcții	1,8...2,2

Tabelul AI-23

Factorul suplimentar f_z [56]

Felul antrenării	f_z	v, m/s
curele trapezoidale	2	5...30
curele textile	2...3	
curele din piele	2,5...3,5	
curele din oțel	3...4	
cablu de oțel	5...6	
lanț	1,1...1,3	
Roți dințate cilindrice cu dinți drepți: nepreluc rați	1,6...2,3	1...3
frezați	1,1...1,6	2...10
rectificați	1,1...1,3	4...60
Roți dințate cilindrice cu dinți înclinați: frezați	1,3...1,7	1,5...10
rectificați	1,6...2	10...60

Tabelul AI-24

Factorul suplimentar f_d [56]

Felul utilajului	f_d
Mașini de forță:	
mașini electrice, turbine	1,0...1,1
motoare de tracțiune	1,1...1,2
Mijloace de transport și ridicat:	
benzi de transport, pompe centrifuge, turbocompresoare	1,0...1,2
ascensoare, macarale	1,2...1,3
mijloace de transport minier	1,5...1,8
compresoare cu piston	1,2...1,5
transportor vibrator	1,5...2,5
Mașini pentru construcții:	
instalații pentru preparare, malaxor	1,1...1,2
mori cu bile și similare	1,5...1,7
concasoare conice și cu fălci, mori cu ciocane	1,5...2,0
excavator	1,5...2,5
moară cu valțuri	1,8...2,2
instalații de foraj	2,0...2,2
Mașini pentru industria alimentară:	
mori pentru cereale	1,1...1,2
mașini pentru frămîntat aluat	1,2...1,5
Mașini pentru prelucrări mecanice:	
pentru prelucrarea lemnului, gatere	1,1...1,3
ciocane de forjă, ghilotine, ștanțe	1,3...2,0
mașini-unelte prelucrări metale	1,4...1,6
laminoare de tablă	2...4

Tabelul A1-25

Parametrul care ține seama de felul ungerii și răcirii [56]

Condițiile de funcționare și de ungere	parametrul a
ungere cu unsoare și funcționare continuă	70...80
ungere cu ulei, funcționare continuă sau ungere cu unsoare și încărcare intermitentă	130...160
ungere cu ulei și buna evacuare a căldurii sau răcire prin radiație	190...220
cantitate abundentă de ulei, condiții bune de evacuare a căldurii și încărcare intermitentă	275...325
condiții optime de evacuare a căldurii, răcire prin radiație a uleiului sau ulei în mare cantitate și încărcare de scurtă durată	560...700

Tabelul A1-26

Recomandări pentru alegerea duratelor de funcționare pe trepte în cutiile de viteze cu 3—8 trepte, în % din timpul total [12]

Numărul treptelor de viteze	Viteza	Turisme		Camioane		Autobuze		Autocamioane de tonaj mare
		mici	obișnuite	obișnuite	autotrenuri	urbane	interurbane	
3 trepte	1	1	1					
	2	30	22					
	3 ($i = 1$)	69	77					
4 trepte	1	0,5	0,5	1	5	1	1	5
	2	3	2	3	15	5	3	35
	3	20	10,5	21	55	25	21	40
	4 ($i = 1$)	76,5	87	75	25	69	75	20
4 trepte (cu supropriză)	1	1	0,5	1		1	1	
	2	8	3	4		8	4	
	3 ($i = 1$)	23	20	35		40	35	
	4	68	76,5	60		51	60	
5 trepte	1		0,5	1	3	1	1	3
	2		2	3	12	4	3	15
	3		4	5	30	10	5	25
	4		18,5	16	40	20	16	40
	5 ($i = 1$)		75	75	15	65	75	17
5 trepte (cu supropriză)	1		0,5	1		1	1	
	2		2	3		4	3	
	3		15	12		15	12	
	4($i = 1$)		57,5	64		60	64	
	5		25	20		20	20	

Numărul treptelor de viteze	Viteza	Turisme		Camioane		Autobuze		Autocamioane de tonaj mare
		mici	obișnuite	obișnuite	autotrenuri	urbane	interurbane	
6 trepte	1			1	3	1	1	3
	2			2	5	3	2	10
	3			4	20	6	4	20
	4			8	40	15	8	30
	5			15	20	15	15	25
	6			70	12	60	70	12
6 trepte (cu supraprizã)	1			1		1	1	
	2			2		3	2	
	3			4		6	4	
	4			8		15	8	
	5 ($i = 1$)			70		60	70	
	6			15		15	15	
8 trepte (cu supraprizã)	1			0,5			0,5	3
	2			1			1	10
	3			3			3	15
	4			5,5			5,5	25
	5			10			10	25
	6			15			15	10
	7 ($i = 1$)			45			45	7
	8			20			20	5

Tabelul AI-27

Valorile orientative ale coeficientului de siguranță pentru cuplajele permanente [52]

Tipul mașinii antrenate	Coeficientul K_s
Generatoare de curent	1...2
Ventilatoare	1,25...2
Pompe centrifugale și cu piston, compresoare cu piston	1,75...3,5
Mașini-unelte	1,25...2,5
Mașini-unelte pentru prelucrarea lemnului, transportoare cu bandă și cu lanț	1,5...2,0
Transportoare cu role	4,0
Mașini de ridicat, elevatoare	3...5

Valorile coeficientului parțial de siguranță K_1 [60]

Regimul de funcționare și tipul mașinii antrenate / Mașina motoare	Cuplaje dințate			Cuplaje elastice			Cuplaje cu fricțiune (ambreiaje)		
	A*)	B	C	A	B	C	A	B	C
a. Funcționare uniformă, sarcini de inerție neglijabile arbori de transmisie, generatoare de curent de joasă tensiune, ventilatoare $P/n \leq 0{,}05$, pompe centrifuge	1	1,1	1,2	1	1,2	1,4	1,2	1,6	1,8
b. Funcționare uniformă, sarcini mici de inerție exhaustoare și ventilatoare cu $P/n = 0{,}05 - 0{,}1$, turbocompresoare, mașini-unelte cu mișcare rotativă, mașini textile ușoare, transportoare, mașini de îndoit tablă	1,1	1,2	1,3	1,2	1,4	1,7	1,4	1,8	2,0
c. Funcționare neuniformă, sarcini medii de inerție suflante centrifugale, rotative, cu piston, mașini pentru industria lemnului, generatoare de curent, transportoare cu bandă, mașini de rectificat, ventilatoare cu $P/n > 0{,}1$	1,2	1,3	1,5	1,4	1,7	2,0	1,6	2,0	2,2
d. Funcționare neuniformă, sarcini de inerție și șocuri de valoare medie malaxoare de beton, mașini de rabotat, ventilatoare de mine, pompe cu piston și compresoare cu gradul de neuniformitate 1/100...1/200, ascensoare, poduri rulante, transportoare cu lanț și curea, pompe centrifugale, transportoare ușoare cu role	1,3	1,5	1,7	1,7	2,0	2,4	1,8	2,2	2,5
e. Funcționare neuniformă, sarcini de inerție importante și șocuri puternice prese, foarfeci, prese de matrițat, pompe cu piston cu volant ușor, comanda excavatoarelor, mașini de trefilat, mașini de compactat prin vibrare	1,5	1,7	1,9	2,0	2,4	2,8	2	2,5	2,8
f. Funcționare neuniformă, sarcini de inerție importante și șocuri foarte puternice generatoare de sudură, concasoare de piatră, transportoare cu role grele, laminoare, compresoare cu piston și pompe cu piston, fără volant	1,8	2,1	2,3	2,4	2,8	3,3	2,2	2,8	3,2

*) A — electromotoare, turbine cu aburi; B — motoare cu ardere internă cu 4...6 cilindri, cu gradul de neuniformitate 1/100...1/200; C — motoare cu ardere internă, cu 1...3 cilindri, cu gradul de neuniformitate 1/80...1/100.

Tabelul AI-29

Valorile coeficientului parțial de siguranță K_2 [60]

Timpul zilnic de funcționare, în ore			
Pînă la 2	2...8	8...16	Peste 16
coeficientul K_2			
0,9	1	1,12	1,25

Tabelul AI-30

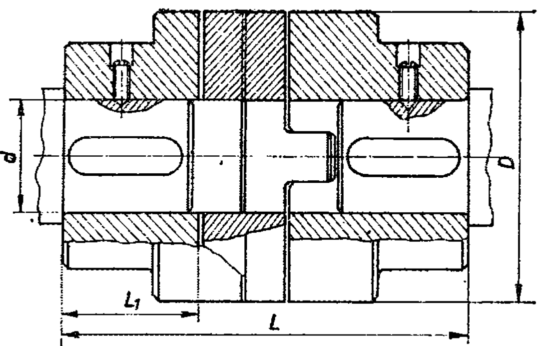
Valorile coeficientului parțial de siguranță K_3 [60]

Frecvența cuplărilor pe oră		Pînă la 1	1–20	20–40	40–80	80–160	Peste 160
Domeniul de aplicare, conform tabelului AI-28		Coeficientul K_3					
	a	1	1,2	1,3	1,5	1,6	2,0
	b	1	1,09	1,18	1,37	1,46	1,8
	c	1	1,08	1,17	1,25	1,33	1,65
	d	1	1,07	1,15	1,23	1,23	1,55
	e	1	1,07	1,12	1,18	1,18	1,32
	f	1	1,06	1,08	1,1	1,1	1,1

Tabelul AI-31

Valorile orientative ale coeficientului de siguranță K_s pentru cuplajele de siguranță [60]

Solicitarea	Mașina antrenată	Mașina motoare		
		Motor cu ardere internă		Motor electric Turbină cu aburi Motor cu pistoane axiale cu peste 6 cilindri
		1–3 cilindri. Gradul de neuniformitate 1/80 ... 1/100	4–6 cilindrii. Gradul de neuniformitate 1/100 ... 1/200	
Uniformă	Ventilatoare, amestecătoare pentru lichide, pompe centrifugale, generatoare, arbori de transmisie	1,5...2,5	1,3...2	1,2...1,5
Neuniformă	Mașini-unelte, generatoare, amestecătoare, vinciuri, ascensoare	2,0...3,0	1,6...2,5	1,4...2,5
Cu șocuri	Pompe cu piston, compresoane cu piston, trolii, ștanțe, foarfeci, centrifuge	2,5...4,0	2,0...3,0	1,6...2,5
Cu șocuri puternice	Laminoare, concasoare de piatră, vibratoare, prese, transportoare cu role grele	3,0...5,0	2,5...4,0	2,0...3,5



Tabelul AI-32

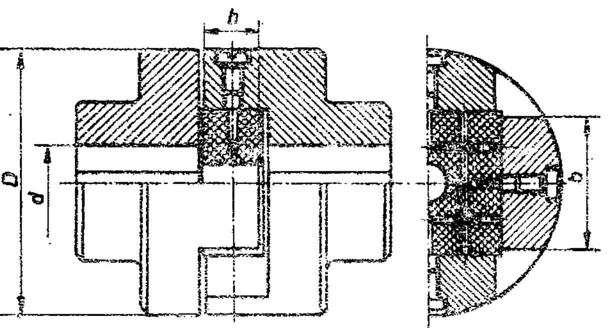
Dimensiunile principale ale cuplajelor Oldham cu element intermediar cilindric, metalic [15, 52, 60]

După normele sovietice MN 2701-61

Mărimea cuplajului		70	90	110	130	150	170	190	210	240	280	320	340
Moment M_{tc}, daN · m		12	25	50	80	125	200	320	500	800	1000	1600	2000
Dimensiuni, în mm	d	15	20	36	45	55	65	75	85	95	110	130	150
		17	25	40	50	60	70	80	90	100	120	140	
		18	30										
	D	70	90	110	130	150	170	190	210	240	280	320	340
	L	95	115	160	200	240	275	310	355	395	435	485	550
Turația limită, rot/min		250									100		

După firma CROFTS (Anglia)

Mărimea cuplajului		127	152	191	229	267	305	343	381	457	533	610
Moment M_{tc}, daN · m		28,6	43	72	108	144	216	324	432	720	1080	1610
Dimensiuni, în mm	d	38	51	63,5	76	89	102	114	127	152,5	178	203
	D	127	152	191	229	267	305	343	381	457	533	610
	L	146	178	216	248	292	330	368	403	476	565	635
	L_1	54	67	79	92	108	121	133	146	171	197	229
Turația limită, rot/min		1200	980	800	640	500	450	400	350	300	250	200



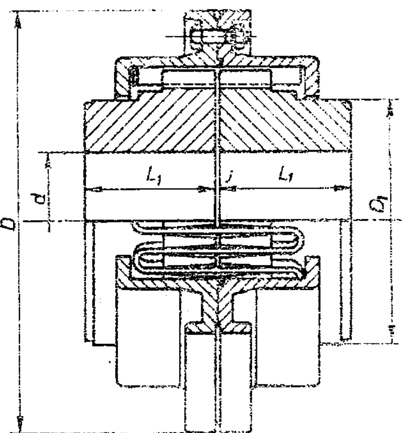
Tabelul AI-33

Dimensiunile principale ale cuplajelor Oldham cu element intermediar prismatic, din textolit, (Norme sovietice M.N. 2701-61) [52]

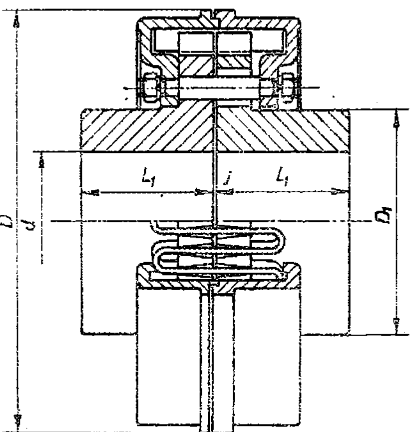
Mărimea cuplajului		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Moment M_{tc}, daN·m		1,7 3	4 5	8 11	13 16 21	32 45	50 66,5	86,5 110	137 169	204 245	291
Dimensiuni, în mm	*d*	16 18	20 22	25 28	30 32 35	40 45	50 55	60 65	70 75	80 85	90
	D	70	80	100	120	150	180	220	250	290	330
	L (lungimea totală a cuplajului)	84	104	124	149	184	224	254	274	304	344
	b	40	50	60	70	80	100	120	140	160	180
	h	20	20	20	25	30	40	50	50	60	60
Turaţia limită, rot/min		8200	7000	5700	4700	3800	3200	2600	2200	1800	1700

Tabelul AI-34

Dimensiunile principale ale cuplajului Bibby [15, 60]

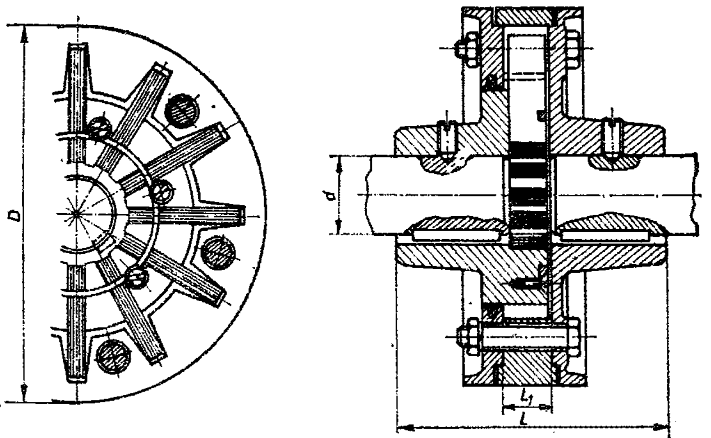


Varianta a



Varianta b

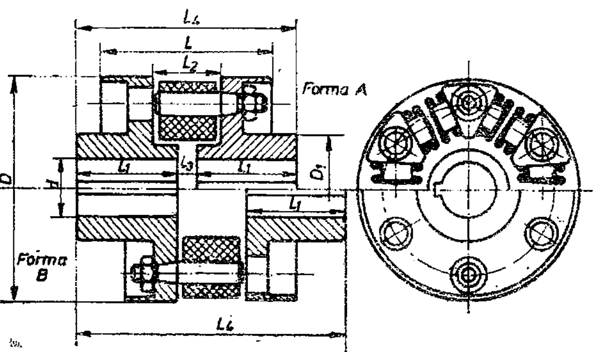
		Varianta a														Varianta b	
Tipodimensiunea cuplajului		102	110	120	124	130	136	152	158	168	212	236	266	290	318	432	478
Moment maxim, daN·m		4,3	6,45	10,8	18	28,6	43	64,5	86	129	251	322	466	645	895	1720	2507
Dimensiuni, în mm	d	28,5	38,1	41	57	54	63,5	78	92	108	102	122	121	146	167	157	173
	D	105	121	145	172	191	197	222	254	276	295	324	337	375	425	432	492
	L_1	38	38	44,5	51	51	57	63,5	70	89	102	102	102	114	127	140	152
	j	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	3,2	3,2
	D_1	45	59	62	87	84	81	119	143	165	156	187	184	222	254	240	267
Turația limită, rot/min		5625	4700	4420	3360	3130	2900	2430	2090	1860	1765	1560	1500	1290	1130	1145	1015



Tabelul AI-35

Dimensiunile principale ale cuplajului elastic cu arcuri lamelare, dispuse radial [15, 34, 60]

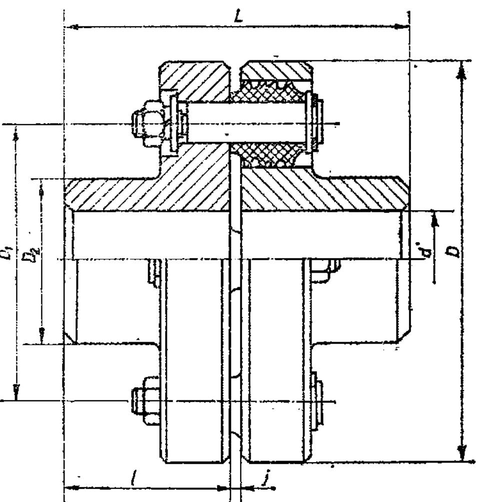
Tipodimensiunea cuplajului		25	40	55	80	120	150	200	250
Moment maxim $M_{t\,max}$, daN·m		7,50	30	80	250	850	1700	4000	7500
Dimensiuni, în mm	d	25	40	55	80	120	150	200	250
	D	120	160	200	280	360	440	570	640
	L	83	113	143	203	283	353	473	543
	L_1	25	25	30	45	45	60	60	65
Turația limită, rot/min.		4200	3500	2100	1650	1250	1000	850	800



Tabelul AI-36

Dimensiunile principale ale cuplajului Cardeflex [15, 60]

Tipodimensiunea cuplajului			Elemente comune			Forma A				Forma B		
D	M_t, daN · m	n_{max}, rot/min	L, mm	L_1, mm	L_2, mm	d_{max}, mm	D_1, mm	L_3, mm	L_4, mm	d_{max}, mm	D_1, mm	L_4 mm
100	4,65	4200	75	45	30	25	45	8	98	28	50	120
112	7,00	3800	85	50	33	28	50	8	108	32	60	133
125	10,00	3500	95	55	36	32	60	8	118	35	65	146
140	13,50	3200	105	60	40	35	65	8	128	40	70	160
160	18,00	2900	116	70	46	40	70	10	150	45	80	186
180	26,00	2600	130	75	50	45	80	10	160	50	90	200
200	37,50	2300	140	85	54	50	90	10	180	55	100	224
225	55,00	2100	155	95	60	55	100	10	200	65	115	250
250	79,00	1950	170	105	66	65	115	10	220	75	135	276
280	109,00	1800	184	115	72	75	135	10	240	90	150	302



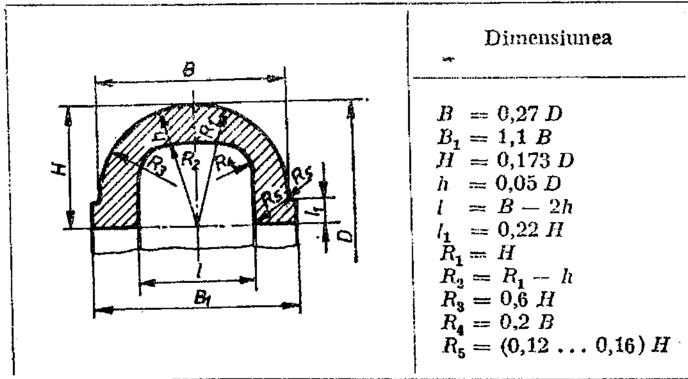
Tabelul AI-37

Dimensiunile principale ale cuplajelor elastice cu bolțuri
(Extras din STAS 5982-79)

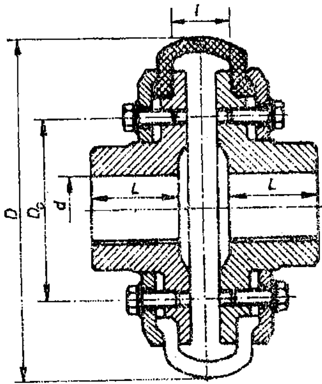
Mărimea cuplajului	Moment nominal daN·m	Turația maximă rot/min		Diametrul nominal d, mm	D, mm	l_1, mm	L, mm	j, mm	n_S, bolțuri pe cuplaj	D_1, mm	D_2, mm
		Fontă	Oțel								
1	2	5600	6000	16 ; 18 ; 19 ; 20 ; 22 ; 24	88	32	66	2±1	4	62	40
2	4,5	5000	6000	25 ; 28 ; 30	98	37	76	2±1	4	71	41
3	11,2	4500	6000	32 ; 35 ; 38 ; 40	112	42	86	2±1	6	85	62
4	23,6	4000	6000	42 ; 45 ; 48 ; 50	127	52	107	3±1	10	100	76
5	50	3600	5600	55 ; 56	158	63	129	3±1	8	118	84
6	90	3000	5000	60 ; 63 ; 65 ; 70	180	78	160	4±1	12	140	105
7	150	2650	4500	71 ; 75 ; 80 ; 85	212	94	192	4±1	16	172	130
8	224	2250	4000	90 ; 95 ; 100	264	104	212	4±2	10	205	150
9	335	2000	3600	110 ; 120	295	124	252	4±2	12	236	180
10	475	1800	3300	125 ; 130	335	144	292	4±2	14	270	195
11	750	1650	3000	140	400	165	334	4±2	8	305	215
12	1120	1500	2800	150 ; 160	440	185	375	5±2	10	340	245
13	1700	1250	2500	170 ; 180	465	205	415	5±2	14	365	275
14	2500	1120	2250	190 ; 200	540	228	462	6±2	10	420	305
15	3550	1000	2000	220	590	258	522	6±2	14	470	335
16	6000	850	1750	240 ; 250	715	290	587	7±2	12	550	380
17	8000	750	1500	260 ; 280	800	300	667	7±2	14	630	430
18	12500	630	1300	300 ; 320	990	370	748	8±2	18	820	490
19	18000	560	1200	340	1100	412	832	8±2	12	900	520
20	28000	500	1050	360 ; 380 ; 400	1250	462	933	8±3	16	1050	610
21	40000	400	850	420 ; 440 ; 450 ;	1480	515	1039	9±3	14	1240	685
22	60000	360	700	460 ; 480 ; 500	1730	565	1139	9±3	18	1490	760

Tabelul AI-38

Dimensiunile bandajului din cauciuc, la cuplajul Periflex [15, 49]



Dimensiunea
$B = 0{,}27\ D$
$B_1 = 1{,}1\ B$
$H = 0{,}173\ D$
$h = 0{,}05\ D$
$l = B - 2h$
$l_1 = 0{,}22\ H$
$R_1 = H$
$R_2 = R_1 - h$
$R_3 = 0{,}6\ H$
$R_4 = 0{,}2\ B$
$R_5 = (0{,}12 \ldots 0{,}16)\ H$



Tabelul AI-39

Dimensiunile principale ale cuplajului Periflex [15, 60]

Tipodimensiunea cuplajului			01—1	03—1	06—1	10—1	14—1	18—1	22—1	25—1	26—1
Moment M_t, daN · m — sarcină de durată			0,5	1	3	7	15	30	60	120	240
— suprasarcină			1,3	3	8	20	45	90	175	350	700
Dimensiuni, în mm	D		86	104	136	178	210	263	310	370	402
	D_0		42	50	65	85	110	140	180	235	260
	d	de la	10	12	15	20	25	30	38	38	38
		pînă la	18	22	32	38	50	60	80	90	100
	L	min	20	28	35	47	59	67	75	85	95
		max	30	40	60	80	110	110	140	150	155
	l		18	18	22	38	38	44	42	46	50
Turația limită, rot/min			3000				2500	2000		1600	

Tabelul A1-40

Valorile coeficienţilor de frecare şi ale presiunilor specifice admisibile, pentru cuplajele cu fricţiune intermitente şi de siguranţă [12, 13, 52]

Condiţiile de funcţionare şi materialele suprafeţelor active	μ	p_a, daN/cm²
A. CUPLAJE INTERMITENTE		
Cu ungere		
Oţel călit pe oţel călit	0,06	6...8
Fontă pe fontă sau oţel pe oţel călit	0,08	6...8
Textolit pe oţel	0,12	4...6
Aliaje metaloceramice pe oţel călit	0,12	8
Materiale din pulberi metalice pe oţel călit	0,05...0,1	20
Fără ungere		
Fontă pe fontă sau pe oţel călit	0,15	2...3
Ţesătură de azbest, presată, pe oţel sau fontă	0,3	2...3
Aliaje metaloceramice pe oţel călit	0,3	3,0
Materiale din pulberi metalice pe oţel călit	0,1...0,3	20

Observaţie:
Valorile p_a mai mici, se folosesc pentru cuplajele multidisc cu număr mare de discuri; valorile mai mari — pentru cuplajele multidisc cu număr mic de discuri sau pentru cuplaje conice şi cilindrice.

B. CUPLAJE DE SIGURANŢĂ	Cuplaje conice		Cuplaje cu discuri	
	p_a, daN/cm²	μ_0	p_a, daN/cm²	μ_0
Cu ungere				
Oţel călit pe oţel călit	—	—	2–4	0,1
Fontă pe fontă sau pe oţel călit	10–12	0,15	2–4	0,15
Bronz pe fontă sau pe oţel	2–4	0,05	—	—
Aliaje sinterizate pe oţel	—	—	5	0,05–0,1
Fără ungere				
Fontă pe oţel călit	3–4	0,2	—	—
Ţesătură de azbest presată, ferodou pe oţel sau pe fontă	1–2	0,3	1–2	0,3
Textolit pe oţel sau pe fontă	2–4	0,2	—	—
Aliaje sinterizate pe oţel	—	—	5–10	0,1–0,3

Tabelul AI-41

Principalele dimensiuni ale discurilor cuplajelor multidisc [15, 60]

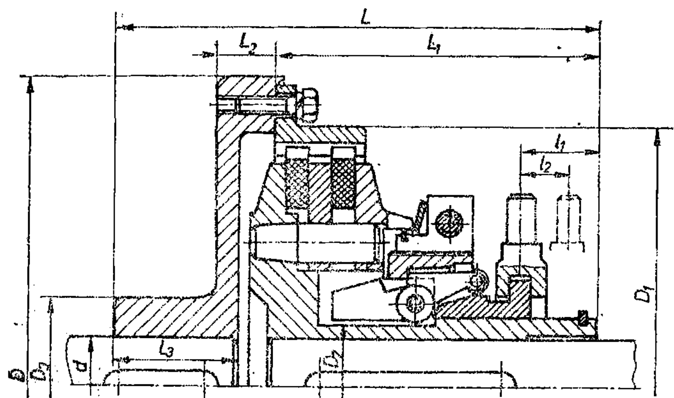
Tipul discului	Dimensiunile, în mm											$m \times z$*)
	D_i	D_e	D	D_2	D_1	d	d_2	d_1	b_1	b_2	b	
Fig. AI-18, *a* caneluri exterioare	55	—	81	—	72	—	—	—	1,5	—	—	—
	66	—	92	—	82	—	—	—	1,5	—	—	—
	81,5	—	114	—	103	—	—	—	1,5	—	—	—
	94	—	140	—	129,8	—	—	—	2	—	—	—
Fig. AI-18, *a* caneluri interioare	—	71,4	—	—	—	46,3	—	—	1,5	—	—	—
	—	81,5	—	—	—	57,3	—	—	1,5	—	—	—
	—	102,8	—	—	—	70,5	—	—	1,5	—	—	—
Fig. AI-18, *b* caneluri exterioare	112	—	156	154	—	—	—	—	2	—	—	2×77
	130	—	190,5	187,5	—	—	—	—	2	—	—	2,5×75
	170	—	244	240	—	—	—	—	3	—	—	3×80
	190	—	289	285	—	—	—	—	3	—	—	3×95
	235	—	340	336	—	—	—	—	4	—	—	3×112
	275	—	425	420	—	—	—	—	4	—	—	4×105
Fig. AI-18, *b* caneluri interioare	—	148,5	—	—	—	—	96	95,5	2	—	—	2×48
	—	180	—	—	—	—	110	109	2	—	—	2,5×44
	—	230	—	—	—	—	145	144	3	—	—	2,5×58
	—	275	—	—	—	—	162	160	3	—	—	3×54
	—	326	—	—	—	—	198	194	4	—	—	3×66
	—	400	—	—	—	—	240	235	4	—	—	4×60
	—	480	—	—	—	—	312	307	5	—	—	4×78
Fig. AI-18, *c* caneluri dreptunghiulare	55	72	81	—	—	—	—	—	1	0,275	1,55	—
	66	82	92	—	—	—	—	—	1	0,275	1,55	—
	81,5	103	114	—	—	—	—	—	1	0,275	1,55	—
	94	129,8	140	—	—	—	—	—	1,3	0,275	1,85	—
Fig. AI-18, *c* caneluri în evolventă	112	146	156	154	—	—	—	—	1,3	0,275	1,85	2×77
	130	178,5	190,5	187,5	—	—	—	—	1,3	0,275	1,85	2,5×75
	170	228	244	240	—	—	—	—	1,8	0,6	3	3×80
	190	272	289	285	—	—	—	—	2	0,75	3,5	3×95
	235	320	340	336	—	—	—	—	2,5	1	4,5	3×112
	275	395	425	420	—	—	—	—	3	1,25	5,5	4×105
	352	475	497	492	—	—	—	—	4,5	1,5	7,5	4×123
Fig. AI-18, *d* caneluri dreptunghiulare	48	71,4	—	—	—	46,3	—	—	1,5	1,5	4,5	—
	60	81,5	—	—	—	57,3	—	—	1,5	1,5	4,5	—
	72	102,8	—	—	—	70,5	—	—	1,5	1,5	4,5	—
	82,5	127,8	—	—	—	80,2	—	—	2	1,25	4,5	—
Fig. AI-18, *d* caneluri în evolventă	95,5	148,5	—	—	—	—	96	95,5	2	2,5	7	2×48
	109	180	—	—	—	—	110	109	2	1,5	5	2,5×44
	144	230	—	—	—	—	145	144	3	2,5	8	2,5×58
	160	275	—	—	—	—	170	160	3	2,25	7,5	3×54

*) m, z, — modulul, respectiv numărul de caneluri ale discurilor

Tabelul AI-42

Solicitarea termică admisibilă a discurilor la cuplajele cu fricțiune [60]

Cuplul de materiale	Tipul de frecare		q_a, KJ/cm².h
Oțel/oțel	Ungere în baie		1,25—1,7
	Ungere interioară		1,7—2,1
Oțel/bronz sinterizat	Cu ungere		4,2—8,3
	Fără ungere		2,5
Oțel/strat organic (ORTEX)	Fără ungere	Multidisc	0,8—1,25
Fontă/strat organic (ORTEX)		Monodisc	4,2—8,3



Tabelul AI-43

Dimensiunile principale ale cuplajului cu fricțiune Planox [15, 60]

Planox PLWN	M_{tc}, daN·m	n_{max}, rot/min.	d, mm min	d, mm max	D, mm	D_3 mm	D_1, mm	D_2, mm	L, mm	L_1, mm	L_2, mm	L_3, mm	l_1, mm	l_2, mm	GD^2, daN·m²
61	15	3500	22	34	225	65	—	50	164	114	18	40	35	25,5	0,17
71	22	3000	25	45	250	80	—	65	179	114	18	55	35	25,5	0,26
81	30	2600	25	45	275	80	—	65	179	114	18	55	35	25,5	0,38
101 102	50 100	2100	30	60	325	105	—	90	244 268	155 179	30 30	70	49	37	1 1,4
111 112	70 140	1900	30	60	265	105	—	90	244 268	155 179	30 30	70	49	37	1,5 2
141 142 143	100 200 300	1600	50	90	480	155	400	125	289 313 337	160 184 208	31 31 31	110	50	37	5,2 5,8 6,5
161 162 163	150 300 450	1350	60	100	530	170	450	130	344 374 404	205 235 265	35 35 35	120	65	50	9,1 10 11,5
181 182 183	205 410 615	1200	70	110	585	185	500	130	356 586 416	205 235 265	40 40 40	130	65	50	14 16 18,5
211 212 213	320 640 960	1000	80	130	685	220	285	170	413 449 485	232 268 304	48 48 48	155	66	50	29 33 37
241 242 243	405 810 1215	900	90	140	745	235	650	190	438 474 510	242 278 314	48 48 48	170	69	50	40 46 52

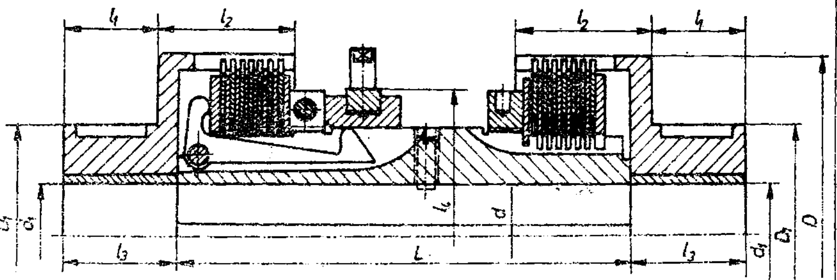
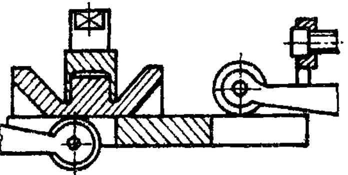
Tabelul A I-44

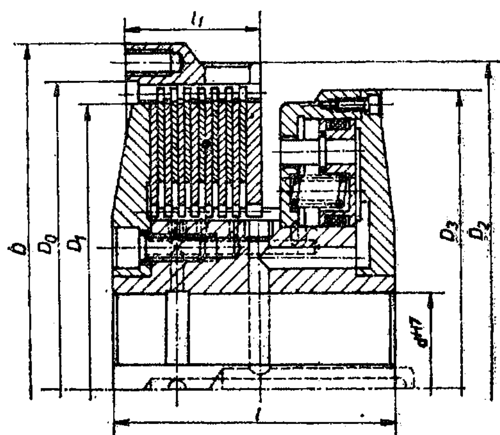
Dimensiunile principale ale cuplajelor intermitente cu fricțiune cu comandă mecanică (după firma Stromag) [15, 60]

Tipul cuplajului														
Tipodimensiunea cuplajului: Oțel/oțel	LB 10·10	LC 10·10	LD 10·10	LD 25·10	LD 40·10	LD 50·10	LE 50	LF 50	LG 50	LH 50	LJ 50	LK 50	LL 50	LM 50
Tipodimensiunea cuplajului: Oțel/azbest	LB 10·60	LC 10·60	LD 10·60	LD 25·60	LD 40·60	LD 50·60	LE 60	LF 60	LG 60	LH 60	LJ 60	LK 60	LL 60	LM 60
Tipodimensiunea cuplajului: Oțel/bronz sinterizat	LB 10·70	LC 10·70	LD 10·70	LD 25·70	LD 40·70	LD 50·70	LE 70	LF 70	LG 70	LH 70	LJ 70	LK 70	LL 70	LM 70
Moment dinamic, daN·m	5	8	15	21	23	32	45	90	180	270	400	600	1000	2000
Dimensiuni, in mm: d min	15	20	25	25	30	30	40	45	50	60	70	80	90	100
Dimensiuni, in mm: d max	22	32	38	38	52	48	60	65	75	95	105	130	160	180
D	82	92	114	125	142	142	172	210	270	320	370	460	540	640
D_1	55	75	80	80	110	110	120	140	155	190	210	260	320	360
d_1	42	55	62	62	80	80	90	110	115	145	160	200	240	280
l	76	76	92	92	90	106	121	150	195	200	266	272	305	375
l_1	25	30	40	40	40	40	55	65	75	90	100	140	180	230
l_2	30	36	47	47	48	48	64	76	88	105	116	158	202	255
l_3	78	88	105	105	115	115	156	152	185	225	225	265	310	350
Turația maximă, rot/min	3000	3000	3000	2600	2200	2200	2000	1500	1250	1000	900	700	600	500
GD^2 La ieșire, daN·m²	0,006	0,010	0,023	0,031	0,055	0,065	0,12	0,29	1,0	2,1	4,6	10,2	24,5	54,5
GD^2 La intrare, daN·m²	0,004	0,007	0,020	0,022	0,034	0,040	0,085	0,19	0,61	1,1	2,9	5,8	15	39

Tabelul AI-45

Dimensiunile principale ale cuplajelor cu fricțiune, cu dublă acțiune, comandate mecanic (după firma Stromag) [15, 60]

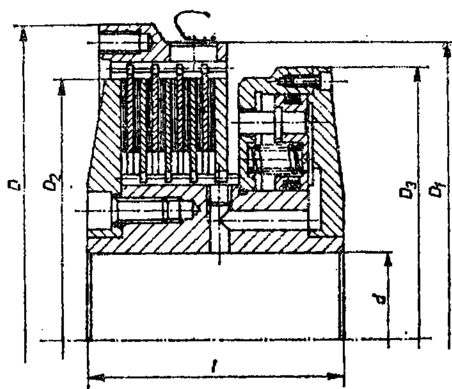
Tipul cuplajului														
														
Tipodimensiunea cuplajului: oțel/oțel	LDB 10·10	LDC 10·10	LDD 10·10	LDD 25·10	LDD 40·10	LDD 50·10	LDE 50	LDF 50	LDG 50	LDH 50	LDJ 50	LDK 50	LDL 50	LDM 50
Tipodimensiunea cuplajului: oțel/azbest	LDB 10·60	LDC 10·60	LDD 10·60	LDD 25·60	LDD 40·60	LDD 50·60	LDE 60	LDF 60	LDG 60	LDH 60	LDJ 60	LDK 60	LDL 60	LDM 60
Tipodimensiunea cuplajului: oțel/bronz sinterizat.	LDB 10·70	LDC 10·70	LDD 10·70	LDD 25·70	LDD 40·70	LDD 50·70	LDE 70	LDF 70	LDG 70	LDH 70	LDJ 70	LDK 70	LDL 70	LDM 70
Moment dinamic, daN · m	5	8	15	21	23	32	45	90	180	270	400	600	1000	2000
Dimensiuni, în mm: d min.	15	20	25	25	30	30	40	45	50	60	70	80	90	100
Dimensiuni, în mm: d max.	22	32	38	38	52	48	60	65	75	95	105	130	160	180
D	82	92	114	125	142	142	172	210	270	320	370	460	540	640
D_1	55	75	80	80	110	110	120	140	155	190	210	260	320	360
d_1	42	55	62	62	80	80	90	110	115	145	160	200	240	280
L	130	130	154	154	150	182	208	252	328	336	452	454	510	620
l_1	25	30	40	40	40	40	55	65	75	90	100	140	180	230
l_2	39	40	43	43	43	54	63	75	103	108	148	138	167	206
l_3	30	36	47	47	48	48	64	76	88	105	116	158	202	255
l_4	78	88	105	105	115	115	156	152	185	225	225	265	310	350
Turația maximă, rot/min	3000	3000	3000	2600	2200	2200	2000	1500	1250	1000	900	700	600	500
GD^2 La ieșire, daN · m²	2 × 0,006	2 × 0,010	2 × 0,023	2 × 0,031	2 × 0,055	2 × 2,065	2 × 0,12	2,028	2 × 1	2 × 2,1	2 × 4,6	2 × 10,2	2 × 24,5	2 × 54,5
GD^2 La intrare, daN · m²	0,007	0,012	0,038	0,045	0,064	0,075	0,16	0,36	1,1	2,1	5,6	11	28	73



Tabelul AI-46

Dimensiunile principale ale cuplajelor cu fricțiune, cu acționare hidraulică (după firma Stromag) [15, 60]

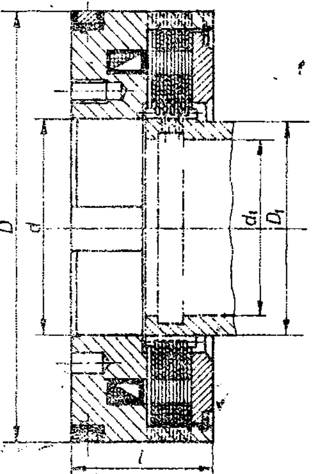
Tipul cuplajului		Cu piston inelar								
Tipo-dimensiunea cuplajului		EK 70	FK 70	GK 70	HK 70	JK 70	KK 70	LK 70	MK 70	NK 70
Momentul, daN · m		45	70	140	270	425	820	1400	2200	3800
Presiunea de lucru, daN/cm²		7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5
Momentul, daN · m		95	150	300	580	900	1750	3000	4700	8200
Presiunea de lucru, daN/cm²		15	15	15	15	15	15	15	15	15
Dimensiuni, în mm	d_{max}	55	60	85	95	110	150	170	200	240
	D	195	230	290	335	395	485	570	680	775
	D_2	175	210	270	315	370	460	535	640	740
	D_0	175	210	265	310	365	455	530	635	730
	D_1	145	180	230	275	326	400	480	576	670
	D_3	172	192	240	300	338	415	520	620	710
	l	85	95	120	130	165	190	230	245	270
	l_1	38	42	56	62	82	92	120	110	128
Turația maximă, rot/min		3000	3000	3000	2500	2000	1500	1200	1000	800
GD^2	La intrare, daN · m²	0,13	0,24	0,72	1,74	3,80	10	23	60	117
	La ieșire, daN · m²	0,11	0,18	0,7	1,6	3,25	8,4	13	26	55



Tabelul A I-47

Dimensiunile principale ale cuplajelor cu fricțiune, cu acționare pneumatică (după firma Stromag) [15, 60]

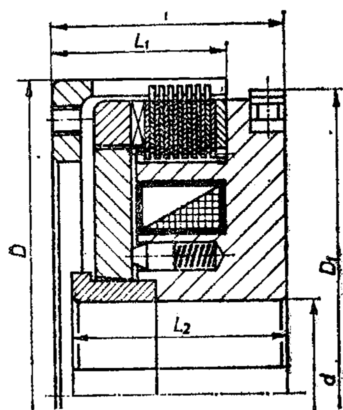
Tipodimensiunea cuplajului		EK 60	FK 60	GK 60	HK 60	JK 60	KK 60	LK 60	MK 60	NK 60
Momentul maxim, daN·m		45	85	160	290	480	880	1600	2700	4500
Presiunea de lucru, daN/cm²		5	5	5	5	5	5	5	5	5
Dimensiuni, în mm	d_{max}	55	60	85	95	110	150	170	200	240
	D_1	175	210	270	315	370	460	535	640	710
	D	195	230	290	335	395	485	570	680	775
	D_2	145	180	230	275	326	400	480	576	670
	D_3	172	192	240	300	338	415	520	620	710
	l	85	95	120	130	165	190	230	245	270
Turația maximă, rot/min		3000	3000	3000	2500	2000	1500	1200	1000	800
GD^2	La intrare, daN·m²	0,11	0,22	0,65	1,6	3,2	8,8	20	55	110
	La ieșire, daN·m²	0,1	0,16	0,62	1,55	3	7,4	18	22	47



Tabelul AI-48

Dimensiunile principale ale cuplajelor cu fricțiune, cu acționare electromagnetică [15, 60]

Tipul cuplajului	Discuri din oțel (după firma Stromag)										Discuri sinterizate (I. M. Cugir)						
Tipo-dimensiunea cuplajului	EMD 2	EMD 5	EMD 10	EMD 16	EMD 25	EMD 40	EMD 63	EMD 100	EMD 160	EMD 250	0,9	11	14	16	21	24	29
Moment, daN · m — dinamic	2	5	10	20	30	40	63	100	160	250	3,2	6,5	13	26	52	104	208
Moment, daN · m — static	3,5	8	16	32	48	63	100	160	250	400	—	—	—	—	—	—	—
Dimensiuni, în mm — d min.	25	30	40	40	45	50	50	60	70	90	15	20	25	30	35	40	45
Dimensiuni, în mm — d max.	40	52	60	65	75	85	95	115	135	160	35	48	56	66	80	95	110
Dimensiuni, în mm — d_1 min.	20	25	25	30	40	45	50	50	60	70	15	20	25	30	35	40	45
Dimensiuni, în mm — d_1 max.	26	40	45	52	65	75	80	95	110	135	26	45	55	65	70	95	110
Dimensiuni, în mm — D	95	110	132	147	162	182	202	235	270	310	95	115	140	165	205	235	285
Dimensiuni, în mm — D_1	37,5	50	58	62	78	92	97	115	135	160	37,2	60,8	68,4	84,4	99,4	119,4	134,4
Dimensiuni, în mm — l	36	42	46	50	56	62	70	78	90	96	43,2	54,5	64,5	70,3	80,5	102	110
Turația maximă, rot/min	3000	3000	3000	3000	2500	2200	2000	1750	1600	1350	3000	2500	2050	1730	1360	1200	980
GD^2 — La intrare, daN · m²	0,0008	0,002	0,003	0,005	0,009	0,017	0,032	0,07	0,14	0,25	0,0074	0,0172	0,0465	0,1073	0,2932	0,6592	1,5928
GD^2 — La ieșire, daN · m²	0,007	0,15	0,03	0,05	0,08	0,14	0,28	0,57	1,13	2	0,0005	0,003	0,0098	0,0182	0,05	0,097	0,256

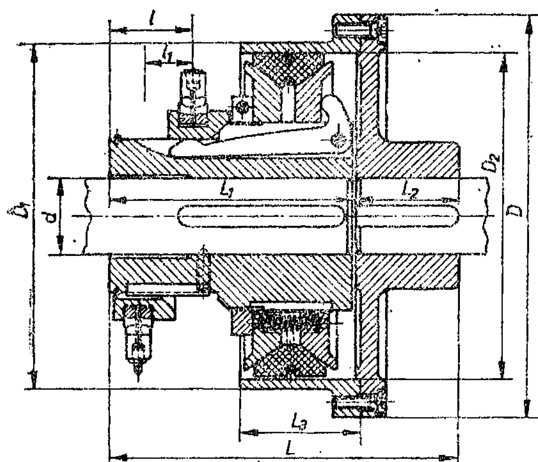


Dimensiunile principale ale cuplajelor cu fricțiune, cu

Tipul cuplajului										După firma
Tipo-dimensiunea cuplajului *discuri*: oțel/ bronz			EDE 1s	EDE 2s	EDE 4s	EDE 6s	EDE 10s	EDE 16s	EDE 25s	EDE 40s
Moment, daN·m	dinamic		1,25	2,5	4	6,3	10	16	25	40
	static		2	4	6,3	10	16	25	40	63
Tipodimensiunea cuplajului *discuri*: oțel/azbest			EDE 1T	EDE 2T	EDE 4T	EDE 6T	EDE 10T	EDE 16T	EDE 25T	EDE 40T
Moment, daN·m	dinamic		1,25	2,5	4	6,3	10	16	25	40
	static		1,4	2,75	4,4	7	11	17,5	28	44
Dimensiuni, în mm	*d*	min	15	15	20	20	25	30	30	40
		max	22	28	32	35	42	48	55	60
	D		100	110	120	132	147	162	182	202
	D_1		100	110	120	132	145	160	180	200
	l		56	59	63	66	69	73	80	88
	L_1		33	34	39	43	45	47	52	61
	L_2		53	56	59	61	64	68	75	82
Turația limită, rot/min			3000	3000	3000	3000	3000	2500	2200	2000
GD^2	La intrare, daN · m²		0,007	0,012	0,018	0,029	0,047	0,078	0,15	0,27
	La ieșire, daN · m²		0,003	0,005	0,007	0,01	0,018	0,033	0,06	0,09

acționare electromagnetică [15, 60]

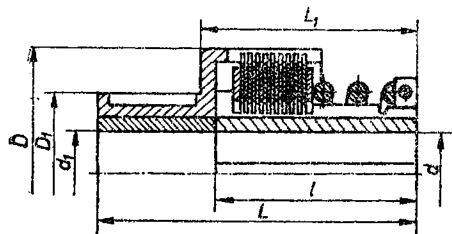
STROMAG					După I. M. Cugir						
EDE 63s	EDE 100s	EDE 160s	EDE 250s	EDE 400s	09	11	14	16	19	24	29
63	100	160	250	400	2	5	10	20	40	80	160
100	160	250	400	630							
EDE 63T	EDE 100T	EDE 160T	EDE 250T	EDE 400T							
63	100	160	250	400							
70	110	175	275	440							
45	50	50	50	70	10	12	15	20	25	30	40
70	80	90	110	120	29	38	48	59	69	89	108
235	270	310	360	420	96	115	140	166	195	240	295
230	255	295	340	395	95,5	114,5	140,5	166,5	195,5	240,5	295,5
98	116	131	148	166	46,5	55	63,5	71	79	91	108
70	75	90	102	123	—	—	—	—	—	—	—
92	108	123	138	154	31,5	37	42,5	48	52,5	60,5	72
1750	1600	1350	1200	1000	3000	2500	2050	1730	1450	1200	980
0,54	1,1	2,3	4,8	10	0,006	0,0145	0,0370	0,086	0,179	0,468	1,27
0,17	0,34	0,72	1,5	3,4	0,0026	0,0067	0,0185	0,037	0,088	0,238	0,62



Tabelul AI-50

Dimensiunile principale ale cuplajului Conax [15, 60]

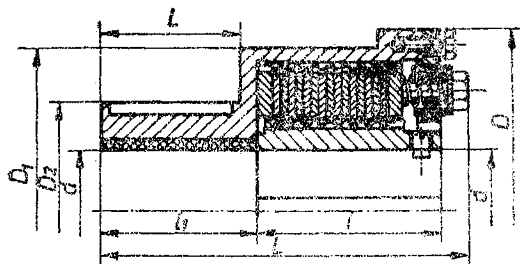
Tipo-dimen-siunea	Moment M_t, daN·m	Turaţia n_{max} rot/min	Turaţia $n_{F\,max}$ rot/min	d, mm	D, mm	D_1, mm	D_2, mm	L, mm	L_1, mm	L_2, mm	L_3, mm	l, mm	l_1, mm	GD^2, total daN·m²
4/1	10	4000	1900	20	125	100	90	120	90	29	45	22	13	0,0212
5/2	20	3280	1300	25	152	125	115	135	101	33	54	26	16	0,0508
7/3	30	2550	1100	35	195	160	148	183	136	45	63	32	19	0,1641
11/5	50	2120	850	55	235	200	186	216	153	60	78	44	26	0,3985
13/8	80	1710	730	65	290	250	234	254	176	75	85	42	28	1,285
16/16	160	1360	615	80	365	315	295	309	216	90	105	45	31	3,545
20/25	250	1225	600	100	410	355	335	390	265	120	125	80	55	6,701
24/50	500	1080	390	120	460	400	376	470	315	150	162	90	61	15,051
28/100	1000	855	260	140	580	500	472	565	389	170	200	114	70	51,19
34/200	1432	700	220	170	710	630	594	688	470	210	275	100	65	149,65



Tabelul AI-51

Dimensiunile principale ale cuplajului de siguranţă multidisc cu arc central [15, 60]

Tipodimensiunea cuplajului şi a discurilor		Oţel/oţel, oţel/azbest	SNA 10.10 SNA 10.60	SNB 10.10 SNB 10.60	SNC 10.10 SNC 10.60	SND 10.10 SND 10.60	SND 40.10 SND 40.60
		oţel/bronz sinterizat	SNA 10.70	SNB 10.70	SNC 10.70	SND 10.70	SND 40.70
Momentul M_{tc}, daN·m			3	7	9	20	40
Dimensiuni, în mm	D		65	85	95	120	145
	d_{min}		12	15	20	25	25
	d_{max}		18	30	40	50	55
	D_1		40	50	65	80	90
	$d_{1\,max}$		18	30	40	50	55
	l		65	75	79	92,5	120
	L		95	115	125	146,5	190
	L_1		69	80	85	99,5	128
GD^2, daN·m²			0,003	0,009	0,015	0,044	0,11



Tabelul AI-52

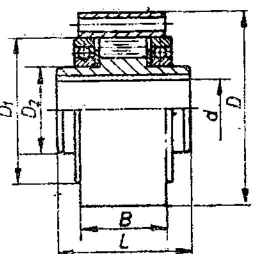
Dimensiunile principale ale cuplajului de siguranță multidisc cu arcuri periferice [15, 60]

Tipodimensiunea cuplajului	fontă/fontă	SNE 10	SNF 10	SNG 10	SNH 10	SNJ 10	SNK 10	SNL 10	SNM 10
	fontă/azbest	SNE 60	SNF 60	SNG 60	SNH 60	SNJ 60	SNK 60	SNL 60	SNM 60
	fontă/bronz sinterizat	SNE 70	SNF 70	SNG 70	SNH 70	SNJ 70	SNK 70	SNL 70	SNM 70
Moment M_{tc}, daN · m		60	110	190	350	550	1100	1700	2700
Dimensiuni, în mm	D	200	235	290	350	400	490	575	680
	d_{min}	40	45	50	60	70	80	90	100
	d_{max}	70	80	105	120	145	170	220	260
	D_2	130	140	180	220	260	300	380	440
	d_{1max}	70	80	105	120	145	170	220	260
	D_1	172	210	270	320	370	460	540	640
	l	100	120	145	170	195	230	230	280
	L	210	240	271	343	397	463	545	661
	L_1	85	90	100	130	160	190	220	280
	l_1	94	101	113	145	176	208	292	355
GD^2, în daN · m²		0,42	0,95	2,9	6,85	14	38	84	190

Tabelul AI-53

Alegerea numărului de role la cuplajele unisens [26, 34, 45]

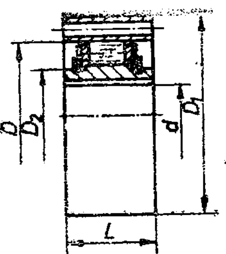
Domeniul de folosire	Numărul de role	$\frac{R_2}{r}$	l/d
Strunguri automate	3–6	6–9	1,5–3
Variatoare cu impulsuri	5–8	5–6	2–4
Mașini și aparate de ridicat	4	8	1,25–1,5
Transmisia autovehiculelor	8–20	9–15	1,5–3
Biciclete	5	4,5–6	2
Demarorul autovehiculelor	4–5	4,5–6	1,25–1,5
Mandrine, pinole, bucși extensibile, conuri portfreză	3	6–8	1,5



Tabelul AI-54

Dimensiunile principale ale cuplajelor unisens, cu role de blocare [15, 60]

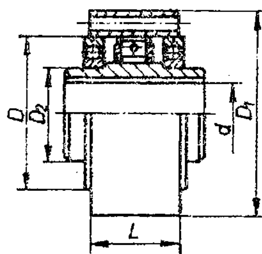
Tipodimensiunea cuplajului		AL 12	AL 15	AL 20	AL 25	ALM 25	AL 30	ALM 30	AL 35	ALM 35	AL 40	AL 45	AL 50	AL 55	AL 60	AL 70	AL 80	AL 90	AL 100	AL 120	AL 150
Moment M_t, daN·m		2,9	5	8,4	12,4	17	23	30	29	46	49	67	110	125	180	265	400	750	950	1390	2700
Dimensiuni, în mm	d	12	15	20	25	25	30	30	35	35	40	45	50	55	60	70	80	90	100	120	150
	D	62	68	75	90	90	100	100	110	110	125	130	150	160	170	190	210	230	270	310	400
	L	42	52	57	60	60	68	68	74	74	86	86	92	104	114	134	144	158	182	202	246
	D_1	42	47	55	68	68	75	75	80	80	90	95	110	115	125	140	160	180	210	240	310
	D_2	20	25	30	40	40	45	45	50	50	55	60	70	75	80	90	105	120	140	160	200
	B	20	30	34	37	37	44	44	48	48	56	56	63	67	78	95	100	115	120	140	180
Turația limită, rot/min.	La butuc	2400	1800	1500	1300	1000	1150	900	1000	800	900	800	750	630	600	500	400	300	250	180	120
	La inelul exterior	4800	4300	3700	3100	2400	2600	2000	2200	1700	1900	1700	1600	1500	1400	1300	1150	1000	900	700	450



Tabelul AI-55

Dimensiunile principale ale cuplajelor unisens cu corpuri de blocare [15, 60]

Tipodimensiunea cuplajului		BA 20	BA 25	BA 30	BA 35	BA 40	BA 45	BA 50	BA 55	BA 60	BA 70	BA 80	BA 90	BA 100	BA 120	BA 150
Moment M_t, daN·m		4,5	8	13	20	27	40	61	76	110	164	260	400	530	800	1600
Dimensiuni, în mm	d	20	25	30	35	40	45	50	55	60	70	80	90	100	120	150
	D_1	63	90	100	110	125	130	150	160	170	190	210	230	270	310	400
	D	50	68	75	80	90	95	110	115	125	140	160	180	210	240	310
	D_2	33	46	50	52	60	63	75	77	83	95	110	125	145	170	220
	L	34	37	44	48	56	56	63	67	78	95	100	115	120	140	180
Turația limită, rot/min		5700	4200	3800	3600	3200	3000	2600	2500	2300	2000	1800	1600	1350	1200	900



Dimensiunile principale ale cuplajelor unisens, centrifugale

Tipodimensiunea cuplajului		ELK 12	CLK 15	CLK 20	CLK 25	CLK 30	CLK 35	CL 40	CLM 40	CL 45	CLM 45
Moment M_{tc}, daN · m		2	4	6	10	14	16	25	37	28	45
Dimensiuni, în mm	d	12	15	20	25	30	35	40	40	45	45
	D_1	62	68	75	90	100	110	125	125	130	130
	L	42	52	57	60	68	75	86	86	86	86
	D	42	47	55	68	75	80	90	90	95	95
	D_2	20	25	30	40	45	50	55	55	60	60
	L	20	30	34	37	44	48	56	56	56	56
Turația limită, rot/min.	Turația maximă la inelul interior $n_{i\ max}$	780	850	850	800	750	700	440	440	430	430
	Turația minimă la inelul exterior $n_{e\ min}$	1200	1300	1300	1200	1150	1100	670	670	660	660
	Turația maximă la inelul exterior $n_{e\ max}$	9500	8000	6000	5200	5000	4800	4500	4500	4200	4200

(după firma Stieber & Nebelmeier) [15, 60]

CL 50	CLM 50	CL 55	CLM 55	CL 60	CLM 60	CL 70	CLM 70	CL 80	CLM 80	CL 90	CLM 90	CL 100	CLM 100
41	72	53	83	97	145	158	278	245	388	305	515	470	750
50	50	55	55	60	60	70	70	80	80	90	90	100	100
150	150	160	160	170	170	190	190	210	210	230	230	270	270
92	92	104	104	114	114	134	134	144	144	158	158	182	182
110	110	115	115	125	125	140	140	160	160	180	180	210	210
70	70	75	75	80	80	90	90	105	105	120	120	140	140
63	63	67	67	78	78	95	95	100	100	115	115	120	120
410	410	400	400	440	440	380	380	370	370	360	360	340	340
630	630	620	620	680	680	590	590	580	580	560	560	530	530
3600	3600	3300	3300	3100	3100	2800	2800	2300	2300	2000	2000	1800	1800

Tabelul AI-57

Caracteristicile unor materiale de curea [13, 23]

	Tipul curelei	Coeficientul de frecare μ	Domeniile de folosire: $\left(\frac{h}{D}\right)_{max}$	f_{max}, Hz	v_{max}, m/s	t_a, °C
Piele	Standard	$0{,}33 + 0{,}02\,v$ (partea cu păr) $0{,}22 + 0{,}012\,v$ (partea cu carne)	1/30	5	30	35
	Flexibilă		1/25	10	40	
	Foarte flexibilă		1/20	25	50	45...70
Textile țesute	Cauciucată sau cu balată, cu țesătură de bumbac	0,5	1/30	30	40	70
	Cu balată și țesătură de bumbac		1/25	20		40
	Cu balată și șnur					
	Țesute sau cusute	0,35		40	50	
	Viscoză (impregnată)					
	Celofibră (ighelitată)	0,8				
	Bumbac țesut	0,3	1/20			
	Poliamidă	—	—	80	65	—
Compuse (*compound*)	Folie poliamidă	v. piele	$\frac{1}{80} \cdots \frac{1}{100}$	50...100	80	70
	Șnur poliamidic				100	
	Șnur poliesteric				120	
Bandă de oțel pe roată căptușită cu plută		0,25	1/1000	—	45	—
Trapezoidale	Clasice (șnur)	0,35	$\frac{1}{7{,}5} \cdots \frac{1}{12{,}5}$	30	30	70...80
	Înguste (șnur)			50	40	

Tabelul AI-58

Coeficientul c_0 de construcție și dispunere a transmisiei [23]

Construcția și dispunerea transmisiei	c_0
Transmisii cu ramuri deschise. Linia centrelor înclinată în raport cu orizontala, $\gamma_0 < 60°$	1
$\gamma_0 = 60...80°$	0,9
$\gamma_0 = 80...90°$	0,8

Observație: Pentru transmisiile cu ramuri semiîncrucișate sau încrucișate, valorile din tabel se reduc cu 10%, respectiv 20%.

Tabelul AI-59

Coeficientul c_t al modului de tensionare [23]

Modul de tensionare	c_t
A — variabil. Tensionare permanentă sau automată	1
Tensionare permanentă cu rolă de întindere	1,25
Tensionare pe seama elasticității curelei	0,8

Tabelul AI-60

Coeficientul c_β al unghiului de înfășurare [23]

Unghiul de înfășurare β, grade		220	210	200	190	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
c_β	Curele trapezoidale, clasice și înguste	—	—	—	—	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,74	0,69	0,63	0,58
	Curele late, clasice	0,20	1,15	1,10	1,05	1,0	0,97	0,94	0,90	0,89	0,86	0,825	0,785	0,75	0,714	—	—
	Curele late, compound	—	—	—	—	1,0	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82	0,79	0,76	—	—	—

Observație: La transmisiile prin curele cu arbori încrucișați $c_\beta = 1,0$

Tabelul A1-61

Coeficientul de viteză c_v pentru curelele late din materiale clasice [23]

Viteza curelei, m/s	1	5	10	15	20	25	30
c_v	1,04	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68

Observaţie : Coeficientul c_v se aplică numai la transmisiile tensionate pe seama elasticităţii curelei.

Tabelul A1-62

Valorile coeficienţilor K_1 şi K_2, pentru $\sigma_0 = 18$ daN/cm² [23]

Materialul curelei	Coeficientul experimental	
	K_1	K_2
Piele	0,81	8,35
Cauciuc cu inserţie din bumbac	0,70	2,8
Bumbac ţesut	0,59	4,2
Bumbac cusut	0,65	4,9
Ţesătură din lînă	0,50	4,0

Observaţie : 1 — Dacă $\sigma_0 \neq 18$ daN/cm², valorile din tabel se înmulţesc cu raportul $\frac{\sigma_0}{18}$;

2 — La funcţionarea în medii umede sau cu suspensii de praf, valorile din tabel se reduc cu 10...30%.

Tabelul AI-63

Coeficientul de funcționare c_f [23]

Felul încărcării și tipul mașinii acționate		Tipul mașinii de acționare a transmisiei								
Felul încărcării	Tipul mașinii	— Motor de curent alternativ monofazat sau trifazat, cu pornire prin autotransformator sau cu conectoare stea-triunghi — Motor de c.c. în paralel (schunt) — Motor cu ardere internă cu 4 sau mai mulți cilindri — Turbină cu $n < 600$ rot/min			— Motor de curent alternativ cu moment de pornire ridicat — Motor de c.c. compound — Mașini cu abur sau motor cu ardere internă, cu 2 sau 3 cilindri			— Motor de curent alternativ cu rotorul în scurtcircuit, cu pornire directă sau cu dublă colivie de veveriță — Motor de c.c. tip serie — Motor cu ardere internă cu un cilindru		
		Numărul de ore de lucru a transmisiei, din 24 ore								
		pînă la 8	8...16	peste 16	pînă la 8	8...16	peste 16	pînă la 8	8...16	peste 16
		c_f								
Moment de pornire pînă la 120% din momentul nominal. Regim de lucru aproape constant	— Generatoare electrice ușoare — Pompe și compresoare centrifugale — Transportoare cu bandă — Strunguri, mașini de găurit și alezat — Ventilatoare — Separatoare — Site ușoare	1,0	1,1	1,4	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6
Moment de pornire pînă la 150% din momentul nominal. Variații neînsemnate ale regimului de lucru	— Generatoare electrice — Pompe cu piston și compresoare cu 3 și mai mulți cilindri — Ventilatoare	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6	1,3	1,5	1,7

Tabelul A1-63 (continuare)

	— Transportoare cu lanț, elevatoare — Mașini de frezat, strunguri revolver, ferăstraie disc pentru lemn, transmisii — Mașini pentru industriile: alimentară, textilă și hîrtie — Site grele, cuptoare rotative	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6	1,3	1,5	1,7
Moment de pornire pînă la 200% din momentul nominal. Variații însemnate ale regimului de lucru	— Pompe cu piston, compresoare cu 1 sau 2 cilindri — Ventilatoare grele, transportoare elicoidale și cu cupe — Dezintegratoare — Mașini de rabotat, mortezat și polizat — Prese cu șurub și cu excentric, cu volant relativ greu — Mașini de țesut și egrenat bumbac	1,2	1,3	1,6	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,9
Moment de pornire pînă la 300% din momentul nominal. Regim de lucru alternativ și șocuri	— Mașini de ridicat, excavat și dragat — Prese cu șurub și cu excentric, cu volant relativ ușor — Foarfeci mecanice, ciocane pneumatice — Mori cu bile, cu pietre, cu valțuri — Concasoare, malaxoare	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,8	1,5	1,7	2,0

Tabelul AI-64

Coeficientul de regim K_r [23]

Tipul utilajului antrenat	Clasa I	Clasa II	Clasa III
Compresoare, pompe	2,0	2,2	2,4
Benzi transportoare pentru materiale ușoare	1,3	1,5	1,7
Benzi transportoare pentru minereu, cărbune, nisip	1,6	1,7	1,8
Elevatoare	1,7	1,8	1,9
Transportor elicoidal	1,7	1,9	2,0
Ventilatoare	1,6	1,8	2,0
Exhaustoare, aerisitoare de mină	1,8	2,0	2,2
Generatoare	1,6	1,8	2,0
Mașini-unelte	1,4	1,6	1,9
Strunguri și mașini de filetat	1,5	1,7	1,9
Laminoare, mașini de rabotat	1,5	1,7	1,9
Pompe centrifuge, pompe rotative	1,5	1,7	1,9
Pompe cu piston	2,0	2,2	2,4
Mașini textile, războaie de țesut	1,6	1,8	2,0

Tabelul AI-65

Clasa motorului de antrenare [23]

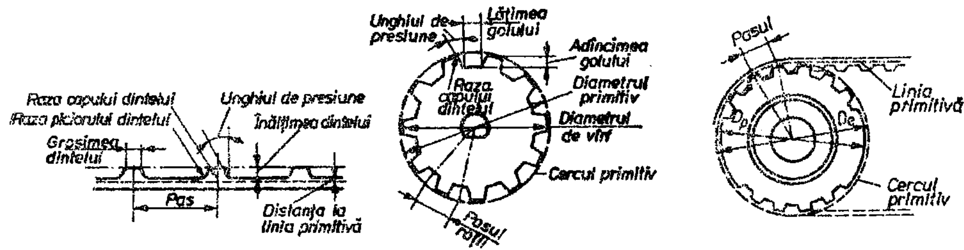
Clasa motorului de antrenare	Clasa I	Clasa II	Clasa III
Vîrfuri de solicitare întîmplătoare, în % din puterea nominală	0...149	150...249	250...400
Motoare electrice monofazate, mașini hidraulice	—	—	Toate
Motoare electrice trifazate cu: 3000 rot/min	40 CP	1,5...30 CP	
2000 rot/min	100 CP	5...75 CP	1...3 CP
1000 rot/min	15 CP	0,75...10 CP	
750 rot/min	5 CP	0,5...3 CP	
Motoare electrice trifazate cu inele cu : 2000 rot/min	—	20 CP	2...15 CP
1000 rot/min	—	15 CP	2...10 CP
750 rot/min	—	7,5 CP	1...5 CP
Motoare electrice sincrone cu moment	—	normal	mare
Motoare electrice de curent continuu	Derivație	Compound	serie
Motoare cu combinație internă	8 cilindri	6 cilindri	4 cilindri

Tabelul AI-66

Factori suplimentari la transmisii amplificatoare [23]

Raportul de amplificare (1/i)	Factorul suplimentar
1...1,24	—
1,25...1,74	0,1
1,75...2,49	0,2
2,50...3,49	0,3
≥3,50	0,4

Profilul golului roţii de curea [23]



Pasul curelei		Lăţimea golului b, mm	Adîncimea golului h, mm	Unghiul de presiune, grade	Raza capului r_1, mm	Raza piciorului r_2, mm
ţoli	mm					
1/5	5,080	1,32+0,05	1,65−0,08	50±3	≤0,40	0,64+0,05
3/8	9,525	3,05+0,10	2,67−0,10	40±3	≤1,20	1,17+0,13
1/2	12,700	4,19+0,13	3,05−0,13	40±3	≤1,58	1,60+0,13
7/8	22,225	7,90+0,15	7,14−0,13	40±3	≤1,98	2,38+0,13
11/4	31,750	12,17+0,18	10,31−0,13	40±3	≤2,38	3,18+0,13

Tabelul AI-68

Valorile minime ale diametrelor roţilor şi ale numerelor de dinţi [23]

Pasul	Turaţia *), în rot/min	Diametrul primitiv în mm	Numărul de dinţi
1/5″ (5,08 mm)	3500	19,406	12
	1750	17,780	11
	1160	16,180	10
3/8″ (9,525 mm)	3500	48,514	16
	1750	42,443	14
	1160	36,373	12
1/2″ (12,70 mm)	3500	80,851	20
	1750	72,771	18
	1160	64,668	16
7/8″ (22,225 mm)	1750	183,921	26
	1160	169,799	24
	870	155,626	22
$1^1/_4$″ (31,75 mm)	1750	262,763	26
	1160	242,545	24
	870	222,326	22

*) Turaţiile vor putea fi înlocuite, cu aproximaţie, cu cele standardizate : 3000 ; 1500 ; 1000 ; 750 rot/min.

Tabelul A I-69

Puterea pe unitatea de lățime pentru profilul 1/5″, în CP′/in [23]

z_1	10	11	12	14	15	16	18	20	21	22	24	28	30
D_{p_1} mm / n_1 rot/min	16,18	17,80	19,406	22,631	24,257	25,882	29,109	32,334	33,959	35,585	38,811	45,288	48,514
100	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,04	0,04	0,05	0,06	0,06
500	0,10	0,11	0,12	0,14	0,15	0,16	0,18	0,20	0,21	0,22	0,24	0,29	0,30
1000	0,20	0,22	0,24	0,29	0,31	0,33	0,37	0,41	0,43	0,45	0,49	0,57	0,62
1500	0,30	0,34	0,36	0,43	0,46	0,49	0,55	0,61	0,64	0,67	0,74	0,86	0,92
2000	0,41	0,45	0,49	0,57	0,62	0,65	0,74	0,82	0,86	0,90	0,98	1,15	1,23
2500	0,49	0,54	0,59	0,68	0,74	0,79	0,88	0,98	1,03	1,07	1,18	1,37	1,46
3000	0,61	0,67	0,74	0,86	0,92	0,98	1,10	1,23	1,28	1,34	1,46	1,71	1,82
3500	—	—	0,86	1,00	1,07	1,15	1,28	1,42	1,49	1,57	1,71	1,98	2,11
4000	0,82	0,90	0,98	1,15	1,23	1,30	1,46	1,63	1,71	1,78	1,94	2,24	2,39
5000	1,02	1,12	1,23	1,42	1,52	1,63	1,82	2,01	2,11	2,20	2,39	2,75	2,92
8000	—	—	—	—	—	—	2,92	3,10	3,23	3,34	3,59	4,02	4,21
10000	—	—	—	—	—	—	3,41	3,71	3,84	3,97	4,21	4,59	4,72

Tabelul AI-70

Puterea pe unități de lățime pentru profilul 3/8", în CP/in [23]
(1 inch = 25,4 mm)

z_1	10	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	24	26	30
D_{p1} mm / n_1 rot/min	30,327	36,372	39,420	42,443	45,466	48,514	51,536	54,584	57,607	60,629	63,677	66,700	72,771	78,841	84,886
100	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15
500	0,26	0,31	0,34	0,37	0,39	0,42	0,44	0,47	0,50	0,52	0,55	0,57	0,63	0,68	0,73
1000	0,52	0,62	0,68	0,73	0,78	0,83	0,89	0,94	0,99	1,04	1,14	1,24	1,34	1,45	1,55
1500	0,78	0,94	1,02	1,09	1,16	1,24	1,32	1,40	1,47	1,55	1,62	1,70	1,85	2,00	2,15
2000	—	1,24	1,35	1,45	1,55	1,65	1,75	1,85	1,95	2,05	2,15	2,25	2,44	2,63	2,82
2500	—	1,55	1,68	1,80	1,92	2,05	2,17	2,30	2,42	2,54	2,66	2,78	3,01	3,24	3,47
3000	—	1,85	2,00	2,15	2,20	2,44	2,59	2,73	2,87	3,01	3,15	3,29	3,55	3,81	4,06
3500	—	—	2,32	2,49	2,65	2,83	2,99	3,15	3,31	3,46	3,62	3,77	4,06	4,35	4,61
4000	—	—	—	2,83	3,00	3,20	3,37	3,65	3,73	3,89	4,06	4,23	4,54	4,83	5,10
5000	—	—	—	—	3,67	3,91	4,10	4,31	4,50	4,68	4,86	5,04	5,35	5,63	5,86
6000	—	—	—	—	4,29	4,55	4,75	497	5,15	5,34	5,52	5,68	5,93	6,15	6,28

Tabelul AI-71

Puterea pe unitatea de lățime pentru profilul 1/2″, în CP/in [23]

z_1	14	16	17	18	19	20	21	22	24	26	28	30	32	36	40	44
D_{p1} mm / n_1 rot/min	56,59	64,67	68,73	72,77	76,81	80,85	84,89	88,93	97,03	105,11	113,18	121,29	129,36	145,54	161,67	177,88
100	0,25	0,28	0,30	0,32	0,34	0,35	0,37	0,39	0,42	0,46	0,50	0,53	0,57	0,64	0,71	0,78
500	1,24	1,41	1,50	1,59	1,68	1,77	1,86	1,94	2,12	2,30	2,47	2,65	2,82	3,17	3,52	3,87
1000	2,47	2,82	3,00	3,17	3,35	3,52	3,70	3,87	4,22	4,57	4,91	5,26	5,60	6,29	6,96	7,63
1500	—	4,22	4,48	4,74	5,00	5,26	5,51	5,77	6,28	6,79	7,30	7,80	8,30	9,28	10,24	11,18
2000	—	5,60	5,95	6,28	6,62	6,96	7,30	7,63	8,29	8,95	9,60	10,24	10,87	12,10	13,27	14,40
2500	—	—	—	7,80	8,21	8,62	9,03	9,44	10,23	11,02	11,80	12,54	13,27	14,68	15,98	17,18
3000	—	—	—	9,28	9,75	10,23	10,70	11,18	12,08	12,98	13,85	14,67	15,46	16,96	18,27	19,42
3500	—	—	—	10,71	11,24	11,77	12,31	12,84	13,82	14,80	15,74	16,59	17,40	18,89	20,08	21,01
4000	—	—	—	—	—	13,24	13,82	14,40	15,44	16,46	17,43	18,27	19,04	20,40	21,31	21,83
5000	—	—	—	—	—	15,93	16,56	17,19	18,22	19,23	20,12	20,77	21,25	21,95	21,73	21,77
6000	—	—	—	—	—	18,19	18,82	19,45	20,27	21,10	21,70	21,88	21,85	21,12	—	—

Tabelul AI-72

Puterea pe unitatea de lățime pentru profilul 7/8″, în CP/in [23]

z_1	18	20	22	24	26	28	30	32	40
D_{p1} mm / n_1 rot/min	127,330	141,478	155,625	169,799	183,921	198,094	212,242	226,390	282,981
100	0,76	0,84	0,93	1,01	1,11	1,18	1,26	1,34	1,68
500	3,78	4,20	4,61	5,02	5,44	5,85	6,26	6,71	8,26
1000	7,47	8,26	9,05	9,82	10,59	11,35	12,08	12,80	15,51
1500	—	12,08	13,15	14,19	15,18	16,14	17,03	17,89	20,71
2000	—	—	16,74	17,89	18,94	19,87	20,71	21,42	22,84
2500	—	—	—	20,71	21,57	22,22	22,64	22,84	22,89
3000	—	—	—	22,42	22,80	22,81	22,44	21,65	
3500	—	—	—	22,81	22,34	21,29	19,64	—	—
4000	—	—	—	21,64	19,92	—	—	—	

Tabelul AI-73

Puterea pe unitatea de lățime pentru profilul 1/4″, în CP/in [23]

z_1	18	20	22	24	26	30	34	40
D_{p1} [mm] / n_1 [rot/min]	181,915	202,133	222,326	242,545	262,763	303,200	343,611	404,241
100	1,33	1,48	1,63	1,77	1,92	2,21	2,51	2,95
500	6,63	7,31	8,02	8,73	9,43	10,81	12,17	14,13
1000	12,83	14,14	15,40	16,62	17,80	20,01	21,98	24,44
1500	—	19,99	21,50	22,86	24,07	25,95	27,06	27,05
2000	—	24,44	25,70	26,62	27,18	27,06	25,11	—
2500	—	29,95	27,33	27,06	26,07	—	—	—
3000	—	27,07	25,79	23,36	—		—	—

Tabelul AI-74

Coeficientul numărului de dinți în angrenare K_z [23]

Numărul de dinți în contact z'	≥6	5	4	3	2
K_z	1,00	0,80	0,60	0,40	0,20

Tabelul AI-76

Valorile coeficienților de frecare, la roțile de fricțiune și la variatoare [10, 13, 24, 40]

Materialele corpurilor de rostogolire	Starea de ungere	μ
Oțel pe oțel	cu ungere	0,04...0,05
Oțel pe textolit	fără ungere	0,20...0,3
Oțel călit pe fontă sau oțel	fără ungere	0,15...0,20
Fontă sau oțel pe ferodou	fără ungere	0,15...0,3
Piele pe oțel sau fontă	fără ungere	0,2...0,35
Oțel sau fontă pe cauciuc	fără ungere	0,35...0,45

Tabelul AI-75

Coeficientul de tensionare K_t [23]

Tipul curelei	Lățimea nominală a curelei b																		
	1/4'' 6 mm	3/8'' 10	1/2'' 13	5/8'' 16	3/4'' 19	7/8'' 22	1'' 25	1 1/4'' 32	1 1/2'' 38	2'' 50	2 1/2'' 63	3'' 76	4'' 102	5'' 127	6'' 153	8'' 204	10'' 254	12'' 305	14'' 356 mm
1/5''	1,9	1,4	1,3	1,2	1,1	1,1	1,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3/8''	—	2,0	1,8	1,7	1,6	1,6	1,6	1,5	1,5	1,5	1,4	1,4	—	—	—	—	—	—	—
1/2''	—	—	1,7	1,5	1,3	1,3	1,2	1,2	1,1	1,1	1,0	1,0	1,0	1,0	—	—	—	—	—
7/8''	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1,5	1,4	1,3	1,3	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,1
1 1/4''	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1,4	1,3	1,3	1,2	1,2	1,1	1,1	1,1	1,1	1,0

Tabelul AI-77

Dimensiunile principale ale variatoarelor toroidale în mm [10]

Gama de reglare a turației G	Raza minimă de contact r_{min}	Raza de curbură a talerelor $R_0 = (0,85 \ldots 0,97) r_{max}$	Raza rolei intermediare R_r
4	50	84	64
5	45	87	65
6,25	40	91	66,5
8	35	94	67,5
10	31	97	68,5

Tabelul AI-78

Numărul minim de dinți la angrenajul conic cu dinți drepți [41]

Unghiul de angrenare	Numărul de dinți al pinionului z_1	Numărul minim de dinți al roții, pentru z_1 din coloana precedentă	i_{12} min
$\alpha_0 = 20°$	13	30	2,31
	14	20	1,43
	15	17	1,13
	16	16	1,00

Tabelul AI–79

Deplasarea profilului ξ_1 în funcție de i pentru $\delta_A = 90°$; $\beta_{dm} = 35°$; $\alpha_{on} = 20°$ [41]

Raportul de transmitere i		ξ_1
de la	la	
1,00	1,11	0,00...0,07
1,12	1,21	0,08...0,12
1,22	1,41	0,13...0,19
1,42	1,75	0,20...0,26
1,76	2,00	0,27...0,29
2,01	2,23	0,30...0,31
2,24	2,38	0,32
2,39	2,58	0,33
2,59	2,82	0,34
2,83	3,17	0,35
3,18	3,67	0,36
3 68	4,56	0,37
4,57	∞	0,38

Observație: Pentru $\delta_A \neq 90$ se determină

$$i_{90°} = \sqrt{\frac{z_2 \cos \delta_{d1}}{z_1 \cos \delta_{d2}}},$$

în funcție de care se alege ξ_1

Tabelul AI-80

Deplasările specifice tangențiale recomandate în funcție de i și numărul de dinți ai pinionului z_1 pentru $\delta_A = 90°$; $\beta_{dm} = 35°$; $\alpha_{on} = 20°$ [41]

Raportul de transmitere i	Numărul de dinți ai pinionului z_1					
	12...13	14...15	16...18	19...22	23...27	28...34
1,00...1,02				+0,052	+0,035	+0,028
1,03...1,07			+0,051	+0,043	+0,029	+0,025
1,08...1,14			+0,035	+0,030	+0,020	+0,022
1,15...1,26			+0,018	+0,018	+0,015	+0,022
1,27...1,84		−0,010	+0,002	+0,018	+0,035	+0,049
1,85...2,26	−0,002	+0,020	+0,044	+0,062	+0,083	+0,098
2,27...2,64	+0,030	+0,060	+0,082	+0,098	+0,118	+0,132
2,65...3,10	+0,074	+0,096	+0,114	+0,130	+0,148	+0,160
3,11...4,00	+0,126	+0,140	+0,156	+0,170	+0,186	+0,200
4,01...5,00	+0,170	+0,182	+0,195	+0,208	+0,224	
5,01...7,00	+0,206	+0,218	+0,230	+0,240		
7,01...10,00	+0,242	+0,235				

Tabelul AI-81

Coeficienţii f_{of} şi w_{of} pentru dantura în arc de cerc [41]

Numărul de dinţi ai pinionului z_1	β_{dm}, grd.	Coeficienţii f_{of}	Coeficienţii w_{of}	Raportul de transmitere i
10	0...15	1,00	0,2	1...10
10	15...30	0,92		
8	>30	0,82		
7	38...40	0,78	0,16	4...10
6	40...42	0,75		
5	42...45	0,70		

Observaţie: 1. Pentru a se obţine dinţi cu înălţime normală se recomandă $f_{of} \approx \cos \beta_{d\,max}$; $\beta_{d\,max}$ — tabelul 74

2. Firma *Gleason* recomandă $\beta_{dm} = 35°$ şi $\alpha_{on} = 20°$; pentru module mai mari de 1,25; $f_{of} = 0,85$ şi $w_{of} = 0,188$, iar pentru module mai mici de 1,25: $f_{of} = 0,85$ şi $w_{of} = 0,25$.

Tabelul AI-82

Numărul de dinţi recomandat pentru $\beta_{dm} = 35°$ [41]

Unghiul de angrenare, α_{on}, grd.	Numărul de dinţi al pinionului z_1	Numărul de dinţi al roţii z_2
20°	12	26
	13	22
	14	20
	15	19
	16	18
	17	17
16°	16	59
	17	45
	18	36
	19	31
	20	29
	21	27
	22	26
	23	25
	24	24
14°30′	19	70
	20	50
	21	42
	22	40
	23	36
	24	33
	25	32
	26	30
	27	29
	28	28

Observaţie: Pentru z_1 se pot alege şi valori mai mici în care caz se impune scurtarea capului dintelui (v. tabelul *AI-81*) şi o deplasare pozitivă a profilului dintelui pinionului pentru evitarea interferenţei.

Tabelul AI-83

Diametrele capetelor portcuţit d_c [41]

β_{dm}, grd.	Diametrul normalizat al capetelor portcuţit d_c, ţoli	Diametrul normalizat al capetelor portcuţit d_c, mm	L, mm	m_f (max), mm	h_{max}, mm	B_{max}, mm
0...15	$3\frac{1}{2}$	88,9	20...40	3,5	3,7	20
>15			35...65			
0...15	6	152,4	30...70	4,5	10	30
>15			60...100	5		
0...15	9	228,6	60...120	6,5	15	50
15...25			90...160	7,5		
>25			90...160	8		
0...15	12	304,8	90...180	9	20	65
15...25			140...210	10		
>25			140...210	11		
0...15	18	457,2	160...240	12	28	100
15...25			190...320	14		
>25			190...320	15		
30...40			320...420			

Tabelul AI-84

Valoarea recalculată a unghiului β_{dm} [41]

β_{dm} recalculat (β^*_{dm})
$\sin \beta^*_{dm} = \frac{20N}{\gamma_{id_1} + \gamma_{id_2}}$, în care: $N = \frac{\gamma_{id_1} + \gamma_{id_2}}{20} \sin \beta_{dm}$; N se alege convenabil din seria $N = 3,5 + n$; $n = 0, 1, 2, 3, \ldots 17$. $\gamma_{id_{1(2)}}$ se exprimă în minute.

Tabelul AI-85

Coeficientul de lățime ψ_A [41]

Tipul transmisiei	$\psi_A = \frac{B}{A}$
Transmisie deschisă	0,1...0,3
Reductoare:	
a) rapide, $v = 8\ldots$ ...25 m/s	0,3
b) obișnuite, $v = 2\ldots$ ... 10 m/s	0,6
c) lente, $v = 1\ldots$ ... 3 m/s	1,0
Cutii de viteze cu roți baladoare	0,12...0,15

Tabelul AI.86

Valori medii ale coeficientului k'_r de concentrare a sarcinii pentru angrenajele care nu se rodează [21, 41]

$\psi_D = \frac{B}{Dd}$ $\left(\psi_D = \psi_A \frac{i+1}{2}\right)$	Roata este amplasată simetric între reazeme	Roata este amplasată în apropierea unui reazem. Arborele este foarte rigid	Roata este amplasată în apropierea unui reazem. Arborele este mai puțin rigid	Roți în consolă
	Valorile medii ale lui k'_r			
0,2	1	1	1,05	1,1
0,4	1	1,05	1,15	1,15
0,8	1,05	1,15	1,3	1,3
1,2	1,15	1,25	1,4	
1,6	1,25	1,35		
2,0	1,45			

Pentru roțile care se rodează (HB < 350), coeficientul k_r se poate deduce conform relației:

$$k_r = \frac{k'_r + 1}{2}$$

Tabelul AI-87

Coeficientul dinamic k_d [21]

Clasa de precizie	Duritatea superficială a dinților, HB		Viteza periferică, m/s					
			⩽ 1	⩽ 3	⩽ 8	⩽ 12	⩽ 18	⩽ 25
7	⩽350	dinți drepți	—	1,25	1,45	1,55	—	—
		dinți înclinați	—	1,00	1,00	1,20	1,30	1,50
	>350	dinți drepți	—	1,20	1,30	1,40	—	—
		dinți înclinați	—	1,00	1,00	1,10	1,20	1,30
8	⩽350	dinți drepți	1,00	1,35	1,55	—	—	—
		dinți înclinați	—	1,10	1,30	1,40	—	—
	>350	dinți drepți	1,00	1,30	1,40	—	—	—
		dinți înclinați	—	1,10	1,20	1,30	—	—
9	⩽350	dinți drepți	1,10	1,45	—	—	—	—
		dinți înclinați	—	1,20	1,40	—	—	—
	>350	dinți drepți	1,10	1,40	—	—	—	—
		dinți înclinați	—	1,20	1,30	—	—	—

Tabelul AI-88

Coeficientul efectiv de concentrare k_σ [2 , 41]

Materialul și tratamentul termic al roții dințate	k_σ
Oțel, roți normalizate, îmbunătățite sau călite (în adîncime sau superficial)	1,5...1,8
Oțel, dinți cementați, nitrurați sau cianurați, împreună cu racordarea	1,2
Oțel, roți cementate cu racordarea rectificată	1
Fontă	1,2

Tabelul AI-89

Coeficientul de siguranță la calculul la încovoiere a dintelui roții dințate c_i [21, 41]

Materialul roții dințate	Tehnologia prefabricatului	Tratament termic	Coeficientul de siguranță c_i
Oțel, fontă	Turnare	netratat	2,5
		recoacere, normalizare sau îmbunătățire	2
Oțel	Turnare	cementare	2,1
	Forjare	călire (HB > 350) călire superficială	2,5
		normalizare sau îmbunătățire	2

Tabelul AI-90

Valorile orientative ale randamentului unei trepte [21, 41]

Felul angrenajului	Angrenaje închise, unse cu lubrifiant lichid	Angrenaje deschise, unse cu unsoare consistentă
Cilindric	0,975...0,99	0,95...0,97
Conic	0,96...0,98	0,94...0,95
Melcat (melci arhimedici)	pentru $z_1 = 1$ $\eta = 0,70...0,75$; pentru $z_1 = 2$ $\eta = 0,75...0,82$; pentru $z_1 = 3$ $\eta = 0,80...0,95$, Se poate calcula și cu relația $\eta = \dfrac{\operatorname{tg} \beta_0}{\operatorname{tg}(\beta_0 + \varphi')}$	

Tabelul AI-91

Valorile recomandate pentru numărul de începuturi, z_1 [21, 41]

Raport de transmitere i	6,5...10	10...15	15...30	Peste 30
Numărul de începuturi z_1	4	3	2	1

Tabelul AI-92

Valorile coeficientului diametral q [41]

m_a	1,25...1,5	1,75...2,5	2,75...4	4,5...6	7...10	11...16	18...25
q	**12** *14* 16	**10** *12* 14	**10** *11* 13	**9** *10* 12	**9** *10* 11	**8** *9* 10	**7** *8* 9

Observații:

— Coeficienții diametrali notați cu caractere aldine sînt de preferat.
— Coeficienții mai mici duc la îmbunătățirea randamentului angrenajului melcat, cei mai mari duc la melci cu rigiditate sporită.
— Pentru module mai mari decît 25 mm, valoarea coeficientului diametral q nu se standardizează ci se stabilește în funcție de necesitate.

Tabelul AI-93

Coeficientul de deformație al melcului, θ [21, 41]

z_1	Valoarea lui q							
	6	7	8	9	10	11	12	13
	Coeficientul de deformație θ							
1	40	55	72	89	108	127	147	168
2	32	44	57	71	86	102	117	134
3	29	39	51	61	76	89	103	118
4	27	36	47	58	70	82	94	108

Tabelul AI-94

Alegerea clasei de precizie pentru angrenajul melcat [21, 41]

Clasa de precizie	Caracteristica angrenajului	
	Precizia angrenajului	Viteza periferică, în m/s
6	Angrenaj cu precizie mărită	>6
7	Angrenaj cu precizie normală	<6
8	Angrenaj cu precizie scăzută	<2
9	Angrenaj cu precizie foarte scăzută	

Tabelul AI-95

Valorile coeficientului k_{dm} [21, 41]

Clasa de precizie	k_{dm}
6	1,00
7	1,15
8	1,30
9	1,60

Tabelul AI-96

Valorile coeficientului de formă c_{fm2} pentru angrenajele melcate cu $\alpha = 20°$ [41]

z_2	c_{fm2}	z_2	c_{fm2}	z_2	c_{fm2}	z_2	c_{fm2}
28	0,107	38	0,118	50	0,129	73...75	0,139
29	0,108	39	0,120	51...52	0,130	76...80	0,140
30	0,109	40	0,121	53...54	0,131	81...84	0,141
31	0,110	41	0,122	55...57	0,132	85...90	0,142
32	0,111	42	0,123	58...60	0,133	91...97	0,143
33	0,112	43	0,124	61	0,134	98...104	0,144
34	0,113	44	0,125	62...64	0,135	105...113	0,145
35	0,114	45–46	0,126	65...66	0,136	114...124	0,146
36	0,115	47	0,127	67...69	0,137	125...141	0,147
37	0,116	48–49	0,128	70...72	0,138	142...175	0,148

Tabelul AI-97

Numărul recomandabil de dinți pentru roata mică de lanț [40]

Tipul lanțului	Raportul de transmitere i					
	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	> 6
	Numărul de dinți Z_1					
Cu bucșe sau cu role	30...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15
Dințat	35...32	32...30	30...27	27...23	23...19	19...17

ANEXA II

MATERIALE ŞI REZISTENŢE ADMISIBILE

Tabelul AII-1

Caracteristicile principalelor materiale folosite în construcția de mașini [28, 29, 35, 54]

Materialul	STAS	Simbol	Starea	Caracteristici mecanice: σ_{02}, daN/mm²	σ_r, daN/mm²	HB	σ_{-1}, daN/mm²
Oțeluri de uz general pentru construcții	500-68	OL 37	N	20,6...25,5	36,3...44,1		18,5
		OL 42	N	22,5...25,5	41,2...49		20
		OL 50		26,5...28,4	49...60		24
		OL 60		29,4...31,4	60,8...70,6		28
		OL 70		34,3...35,3	min 68,6		33
Oțel carbon de calitate — de cementare	880-66	OLC 10	N	21	35	110—130	16...22
			C	25	42	140—160	
		OLC 15	N	23	39	120—140	17...22
			C	30	50	160—200	
		OLC 20	N	25	42	130—150	17
			C	35	57	160—200	—
de îmbunătățire		OLC 35	N	32	54	170—190	18
			I	36	58	180—220	19
		OLC 40	N	34	58	180—200	26
			I	38	62	200—250	—
		OLC 45	N	36	62	190—210	27
			I	40	66	200—260	30
		OLC 50	N	38	65	200—220	34
			I	42	70	200—260	—
		OLC 55	N	40	68	200—250	28
			I	44	73	200—300	29
		OLC 60	N	41	71	200—240	30
			I	46	75	200—300	32
Oțeluri aliate pentru construcții de mașini	791-66	13 CN 35	I	95	115	245—300	37
		25 M_0 C 11	I	42	65	250—280	38
		35 CN 15	I	52	75	300—320	36
		40 C 10	I	80	100	235—341	36
		41 M_0 C 11	I	75	95	270—320	38
Oțel carbon turnat în piese	600-65	OT 50	R—N	28	50	138	20
		OT 55	R—N	32	55	153	22
		OT 60	R—N	35	60	169	24
Fontă cenușie turnată în piese	568-67	Fc 30			26...33	187—321	13
		Fc 35			34...38	207—321	15
		Fc 40			36...40	207—363	17

Rezistențele admisibile ale elementelor îmbinărilor nituite de rezistență, la solicitări statice, în daN/cm² [12, 13, 22, 27]

Elementele îmbinării	Solicitarea	Felul prelucrării găurilor de nit	Material OL 34	Material OL 37
Niturile	Forfecare τ_{af}	Poansonare	1000	1100
		Găurire sau alezare	1200	1400
	Strivire σ_{as}	Poansonare	2400	2800
		Găurire sau alezare	2800	3200
Tablele	Întindere σ'_{at}	Poansonare	1100	1300
		Găurire sau alezare	1400	1600
	Forfecare τ'_{af}	Poansonare	800	900
		Găurire sau alezare	1000	1200
	Strivire σ'_{as}	Poansonare	2100	2400
		Găurire sau alezare	2400	2800

Tabelul AII-3

Rezistențele admisibile pentru tablele de cazan, în funcție de temperatura de exploatare [27]

Temperatura	$t° < 250°C$	$250°C < t° < 350°C$	$t° > 350°C$
Rezistența admisibilă σ'_{at}	$\frac{\sigma_r}{c_r}$	$\frac{\sigma_c^t}{c_c}$	Se raportează la limita de fluaj

Observație: c_r și c_c, v. tabelul AII-4.

Tabelul AII-4

Coeficienții de siguranță c_r și c_c, pentru calculul grosimii tablelor de cazan [27]

Coeficientul de siguranță \ Felul nituirii	Prin suprapunere sau cu o eclisă	Cu două eclise, cu un rînd de nituri sau cu două eclise, dintre care una cu un rînd și cealaltă cu două rînduri de nituri	Cu două eclise, cu mai mult de două rînduri de nituri
c_r	4,75	4,25	4,00
c_c	—	2,00	1,90

Tabelul AII-5

Limita de curgere σ_c^t și rezistența de rupere la tracțiune σ_r, pentru tablele de cazan (STAS 2883/2-76, 2883/3-76)

Marca oțelului	STAS	Grosimea tablelor s, în mm	σ_c^t, în daN/mm², pentru, t, în °C			σ_r, în daN/mm²
			$t = 250$	$t = 300$	$t = 350$	
R 37	2883/2-76	$s \leq 60$	15,5	13,5	12	36...44
R 44			18,5	15,5	13,5	43...54
R 52			23,5	21,5	19,5	51...61
K 41	2883/3-76	$s \leq 16$ $16 < s \leq 40$ $40 < s \leq 60$	18,3 17,1 16,8	15,8 15,8 15,8	14,2 14,2 13,8	40...49
K 47		$s \leq 16$ $16 < s \leq 40$ $40 < s \leq 60$	22,7 20 19,4	20,5 18,3 17,6	17,1 16,8 16,8	46...55
K 52		$s \leq 16$ $16 < s \leq 40$ $40 < s \leq 60$	24,5 22,7 21,5	22,7 20,5 19,2	20,3 19,3 18,3	51...61
16 Mo3		$s \leq 16$ $16 < s \leq 40$ $40 < s \leq 60$	22,7 21,5 20,5	19,8 18,3 17,6	17,6 17,6 16,8	43...52
14 CrMo4		$s \leq 16$ $16 < s \leq 40$ $40 < s \leq 60$	25,5 24,5 23,7	23,7 22,7 21,5	21,6 21,6 20,3	43...55

Tabelul AII-6

Rezistențele admisibile ale cusăturilor sudate, în cazul solicitărilor statice [12, 14, 27]

Tipul sudurii	Felul solicitării sudurii	Rezistența admisibilă
Sudura cap la cap	Tracțiune	0,8 σ_{at}
	Compresiune	1,00 σ_{at}
	Încovoiere	0,85 σ_{at}
	Forfecare	0,65 σ_{at}
	Torsiune	0,65 σ_{at}
Sudura de colț	Toate solicitările	0,65 σ_{at}

σ_{at} — rezistența admisibilă la tracțiune a materialului electrodului.

Tabelul AII-7

Rezistențele admisibile la îmbinările prin încleiere [12—14]

Denumirea adezivului	Materialul de lipit	τ_{af}, în daN/cm²	
		20°C	200°C
Epoxidic	Oțel	480	—
Epoxidic	Oțel aliat	540	—
Epoxidic	Cupru	490	—
Epoxidic	Alamă	530	—
Epoxidic A	Aliaje de aluminiu	570	285
Poliester A	Aluminiu	76	13,5
Poliester B	Aluminiu	120	16,5
Poliester C	Aluminiu	154	9,9
Elastomer fenolic A	Aluminiu	155	15,5
Elastomer fenolic B	Aluminiu	110	42
Elastomer fenolic C	Aluminiu	125	2,8
Fenolic A	Aluminiu	61	24
Fenolic B	Aluminiu	61	26
Fenolic C	Aluminiu	45	13,5

Tabelul AII-8

Caracteristicile mecanice minime impuse organelor de asamblare, filetate [13, 27]

Simbolul grupei de caracteristici mecanice		Rezistența la rupere σ_r, daN/mm²	Limita de curgere σ_{02}, daN/mm²	Categoria de execuție	Exemple de materiale standardizate
Șurub	Piuliță				
4,6	4	40	24	Precise, semiprecise, grosolane	OL 37, OL 42, OL 44, STAS 500-68 OLC 10, STAS 880-66 AUT 20, AUT 20 M, STAS 1350-67
4,8			32		
5,6	5	50	30	Precise, semiprecise	OLC 35, OLC 25, OLC 15, STAS 880-66 AUT 30, STAS 1350-67
5,8			40		OLC 35 normalizat, STAS 880-66
6,6	6	60	36		OL 52 STAS 500-68, OLC 45, STAS 880-66, 33 M 16, STAS 791-66
6,8			48		OLC 60, STAS 880-66
6,9			54		31 M 14, STAS 791-66
8,8	8	80	64		18 MoCN 06, 15 MoMC 12, 20 C 08, STAS 791-66
10,9	10	100	90	Precise	41 VMoC 17, 34 MoCN 15, 40 MCN 15, 25 CNW 10, STAS 791-66
12,9	12	120	108		19 CN 35, STAS 791-66
14,9	14	140	126		35 CNS 13, STAS 791-66

Tabelul AII-9

Valorile presiunii admisibile, pentru şuruburile de la maşinile-unelte [19, 12–14, 24, 27]

Tipul maşinii	Materialul cuplului şurub-piuliţă	$p_{a\,m\,u}$, daN/cm²
Şuruburi cu deplasări precise cunoscute : şuruburile de avans de la strungurile de filetat de la maşinile de frezat filet	oţel/bronz	30
Celelalte mecanisme : mecanismele de avans de la maşina de frezat	oţel/bronz	120
	oţel/fontă	50

Tabelul AII-10

Rezistenţele admisibile la strivire σ_{as}, în daN/mm², pentru asamblări prin caneluri, executate din oţel cu σ_r=100 daN/mm² [56]

Tipul asamblării		Condiţii de funcţionare		
		Uşoare	Mijlocii	Grele
Fixă		8...15	6...10	4...7
Mobilă	cuplare în gol	3...5	2...4	1,5...3
	cuplare sub sarcină	1...2	0,5...1,5	0,3...1

Valorile σ_{as} sînt conform STAS 1767-67.

Tabelul AII-11

Rezistenţele admisibile pentru arcurile de compresiune
(conform STAS 7067-76)

Marca oţelului (STAS 795-77)	Rezistenţa admisibilă τ_{at}, în daN/cm²		Indicaţii de utilizare
	d < 8 mm	d = 8 ... 40 mm	
51 V Cr 11 A	6500	6000	Solicitări ridicate; Arcuri pentru vehicule puternic solicitate, arcuri elicoidale, inelare, disc, bare de torsiune cu $\Phi \leqslant$ 10 mm.
60 Si 15 A	6800	6500	Solicitare moderată; Arcuri multilamelare cu grosimea mai mare de 7 mm, elicoidale, disc, inelare.
56 Si 17 A	6300	5000	Solicitare moderată; Arcuri pentru vehicule cu grosimea $\leqslant$ 7 mm, elicoidale, disc, plăci elastice.
51 Si 17 A	6000	4800	Solicitare moderată; Arcuri multilamelare pentru vehicule pe şine, mai ales cele călite în presă.
OLC 55 A	5500	5000	Solicitare mică; Arcuri spirale, arcuri multilamelare, cu grosimea maximă a lamelei sau spirei de 10 mm, utilizate în medii necorosive la temperatura mediului ambiant.
OLC 65 A	5000	4600	
OLC 75 A	5500	5000	
OLC 85 A	5600	5200	

Observaţii

1. Pentru arcurile cu d > 20 mm se vor folosi numai 60 Si 15 A, 56 Si 17 A şi 51 V Cr 11 A; pentru d> 30 mm se va prefera 60 Si 15 A.
2. Pentru arcurile de înaltă precizie se recomandă τ_{at} cu 25% mai mic decît valorile din tabel.

Tabelul AII-12

Rezistențele admisibile pentru arcurile de cauciuc, daN/cm² [7]

Solicitarea	Tracțiune	Compresiune	Forfecare	Torsiune
Statică	10	30...50	10...20	20
Șoc rar	10...15	25...50	10...20	20
Dinamică	5...10	10...15	3...5	3...10
Arcuri cu limitator de săgeată	10...20	30...50	5...10	5...15

Tabelul AII-13

Valorile coeficientului α [12, 13, 27, 40]

Natura variației efortului de încovoiere	Natura variației efortului de torsiune	Rezistența admisibilă corespunzătoare variației eforturilor	Coeficientul α
Alternant simetric	constant (I)	$\sigma_{ai\ I}$	$\alpha = \frac{\sigma_{ai\ III}}{\sigma_{ai\ I}}$
	pulsator (II)	$\sigma_{ai\ II}$	$\alpha = \frac{\sigma_{ai\ III}}{\sigma_{ai\ II}}$
	alternant simetric (III)	$\sigma_{ai\ III}$	$\alpha = \frac{\sigma_{ai\ III}}{\sigma_{ai\ III}} = 1$

Tabelul AII-14

Valorile rezistențelor admisibile [13, 27, 40]

Materialul	Rezistența la rupere σ_r, daN/cm²	Rezistența admisibilă σ_{ai}, daN/cm² corespunzătoare naturii variației eforturilor		
		$\sigma_{ai\ I}$	$\sigma_{ai\ II}$	$\sigma_{ai\ III}$
Oțel carbon	4000	1300	700	400
	5000	1700	750	450
	6000	2000	950	550
	7000	2300	1100	650
Oțeluri aliate	8000	2700	1300	750
	10000	3300	1500	900
Oțel turnat	4000	1000	500	300
	5000	1200	700	400

Tabelul AII-15

Valori indicative pentru produsul $(p_m v)_a$ la fusurile cilindrice [27]

Felul mașinii, respectiv al agregatului	$(p_m v)_a$, daN·m/cm² s
Lagărele arborilor transmisiilor	15...25
Lagărele arborilor mașinilor-unelte	10...30 (40)
Lagărele osiilor de vagoane (de persoane)	pînă la 50
Lagărele osiilor de locomotive	pînă la 70
Lagărele motoarelor de automobil	250...350
Lagărele motoarelor de avion	300...500 și mai mult
Lagărele pentru laminoare	400...2000

Tabelul AII-16

Valori medii pentru presiunea medie de contact, admisibilă, la pivoții plani [27]

Cuplul de materiale	Presiunea medie de contact, admisibilă, p_a, daN/cm²
Oțel necălit pe fontă	20...30
Oțel necălit pe bronz	40...50
Oțel călit, rectificat, pe bronz	70...90
Oțel necălit pe compoziție pentru lagăre	pînă la 60
Oțel călit, rectificat, pe compoziție pentru lagăre	pînă la 90
Oțel călit pe oțel călit, rectificat	120...150
Oțel călit, rectificat, pe fontă albă, dură	50...70
Oțel pe lemn, esență tare, în apă	8...10 (20)

Tabelul AII-17

Valorile viscozității η pentru diferite uleiuri [5, 55]

Denumirea claselor	Notarea uleiului STAS 871-68	Norma internă sau standardul care reglementează caracteristicile	în $\frac{daN \cdot s}{m^2}$	în cP
1	2	3	4	5
Uleiuri pentru motoare	M 20 W	STAS 751-70	0,00191—0,00268	18,7—26,2
	M 20	STAS 751-70	0,00362—0,00380	35,4—37,2
	M 30	STAS 751-70	*0,00523—0,00588*	*51,3—57,6*
			0,00670—0,00775	65,6—76
	M 40	STAS 751-70	0,00910—0,00980	89,2—96
	M 50	STAS 751-70	0,01340—0,01440	131—141
	M 20 Extra	STAS 10094-75	0,00362—0,00380	35,4—37,2
	M 30 Extra	STAS 10094-75	*0,00523—0,00588*	*51,3—57,6*
			0,00670—0,00775	65,6—76
	M 40 Extra	STAS 10094-75	0,00910—0,00980	89,2—96
	M20W/40 Extra	NID 3702-70		

1	2	3	4	5
	D 30 Premium	NID 3536-67	0,00588—0,00670	57,6—65,6
	D 40 Premium	NID 3536-67	0,00147—0,00161*)	14,4—15,75*)
	D 50 Premium	NID 3536-67	0,00202*)	19,8*)
	D 30 Super 1	NID 3536-67		
		NID 3536-67		
	D 40 Super 1	NID 3536-67		
	AVI 9 (R_1)	STAS 8205-68	0,00765—0,00883	7,47—8,64
	AVI 22	NID 3624-69		
Uleiuri pentru mașini și utilaje industriale	I 135	STAS 383-70	0,01340—0,01400	131,1—137
	I 138	STAS 383-70	0,01340—0,01400	131,1—137
	I 140	STAS 383-70	0,01340—0,01400	131,1—137
	I 160	STAS 383-70	0,01485—0,01610	145,5—157,8
	I 180	STAS 383-70	0,01710—0,01860	167,5—182
	I 230	STAS 383-70	0,02035—0,02360	199,2—230,5
	C 250	STAS 385-70	0,00193—0,00276	18,9—27
	C 255	STAS 385-70	0,00193—0,00276	18,9—27
	C 265	STAS 385-70	0,00276—0,00368	27—36
	C 315	STAS 385-70	0,00414—0,00625	40,5—61,2
	K 38	STAS 1195-70	0,00348—0,00422	34,1—41,25
	K 65	STAS 1195-70		
	K 70	STAS 1196-70	0,00605—0,00675	59,2—66
	K 85	STAS 1196-70	0,00748—0,00890	73,2—87,1
	K 92	STAS 1197-70	0,00821—0,00965	80,4—94,5
	K 135	STAS 1198-70	0,01150—0,01305	112,5—127,5
	K 155	STAS 1199-70	0,01470—0,01700	144—166,2
	Tb 22	STAS 742-71	0,00151—0,01930	14,85—18,9
	Tb 30	STAS 742-71	0,00234—0,00344	22,95—33,75
	Tb 35	STAS 742-71	0,00311—0,00384	30,45—37,55
	L 9	NID 3627-68		
	L 90	STAS 7332-65	0,00108—0,00117	10,58—11,49
	L 230	STAS 8837-72		
	TIN 25	NID 4944-72	0,00193—0,00224*)	18,9—21,96*)
	TIN 32	NID 4944-72	0,00276—0,00308*)	27—30,15*)
	TIN 30	Unic pentru transmisii		
		NID 4944-72		
	TIN 150	NID 4944-72		
	TIN 155	NID 4944-72	0,01573—0,01934*)	154—189*)

*) Viscozitatea la 100°C.

Tabelul AII-18

Valorile modulului de elasticitate pentru principalele materiale folosite la transmisiile prin fricțiune
[24, 29, 36—38]

Materialul	E daN/cm²
Oțel	$2,1 \cdot 10^6$
Fontă	$(0,8 - 1,1)\ 10^6$
Textolit	$(4 - 6,5)\ 10^4$
Piele	$0,35 \cdot 10^4$

Tabelul AII-19

Rezistențele admisibile la solicitarea de contact pentru roțile cu fricțiune și pentru variatoare [24, 29, 36–38]

Materialele corpurilor de rostogolire	Starea de ungere	Rezistența admisibilă σ_{ak}, în daN/cm²	
		Duritatea superficială	
		HB ⩽ 350	HB > 350
Oțel/oțel*)	cu ungere	(23...26) HB	250 HRC
Oțel/fontă sau textolit	fără ungere	700...1000	
Oțel/oțel	fără ungere	(12...15) HB	

*) În cazul contactului punctiform, valorile σ_{ak} se multiplică cu 1,5.

Tabelul AII-20

Rezistența admisibilă la ciupire (din condiția de gripare) σ_{ac}, în daN/cm² [41]

Material		v_{al}, m/s								
Melc	Roată	0,25	0,25	0,5	1	2	3	4	6	8
Oțel călit HRC > 45	Bronz cu Al și Fe (σ_r = 400 N/mm²)	—	—	2500	2300	2100	1800	1600	1200	900
Fontă (Fc 15, Fc 20)	Fc 10 Fc 15	2200	2000	1900	1700	1450	1000	—	—	—
Oțel cu 0,2 % C cementat	Fc 15 Fc 20	1900	1600	1300		1150	900	—	—	—
OLC 45 OL 60	Fc 10 Fc 15	1700	1400	1100		900	700	—	—	—

Tabelul AII-21

Rezistențele admisibile la ciupire și la rupere prin oboseală [41]

Materialul roții	Felul turnării	Caracteristici mecanice, daN/cm²		Rezistența admisibilă, daN/cm²			
				Duritatea melcului			
				HRC < 45		HRC > 45	
		σ_r	σ_{02}	σ_{ac}	σ_{ai}	σ_{ac}	σ_{ai}
Bz 10 T	În nisip	1800	1000	1300	400	1600	500
Bz 10 T	În cochilie	2600	1500	1900	580	2250	720
Bronz cu nichel	Centrifugal	2900	1700	2100	650	2500	810
Fc 10	În nisip	1000	—	—	340	—	420
Fc 15	În nisip	1500	—	—	380	—	480
Fc 20	În nisip	2000	—	—	430	—	540
Fc 25	În nisip	2500	—	—	480	—	600

Tabelul AII-22

Presiunea admisibilă în articulațiile lanțurilor p_a, în daN/cm² [13, 14, 23, 40]

Pasul p, în mm	Turația roții mici n_1, în rot/min											
	<50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800	3200
Pentru lanțuri cu bucșe sau cu role												
12...15,87	350	315	285	260	240	225	210	185	165	150	140	—
19,05...24,4	350	300	260	235	210	190	175	150	—	—	—	—
30...38,1	350	290	240	210	185	165	150	—	—	—	—	—
40...50,8	350	260	210	175	150	—	—	—	—	—	—	—
Pentru lanțuri dințate												
12,7 ... 15,87	200	180	165	150	140	130	120	105	95	85	80	70
19,05 ... 25,4	200	170	150	130	120	110	100	85	75	—	—	—
31,75	200	165	140	120	105	95	70	—	—	—	—	—

ANEXA III

RĂSPUNSURILE LA PROBLEMELE NEREZOLVATE

7. $z = 2$, pentru $d = 10$ mm și $d_1 = 10{,}5$ mm ; $\sigma'_s = 1935$ daN/cm² $< \sigma'_{as} = 2100$ daN/cm².

8. $\tau_f = 864$ daN/cm² $< \tau_{af} = 1200$ daN/cm² ; $\sigma_s = 1441$ daN/cm² $< \sigma_{as} = 2800$ daN/cm².

9. $\tau_f = 810$ daN/cm² $< \tau_{af} = 1200$ daN/cm², $\sigma_s = 1544$ daN/cm² $< \sigma_{as} = 2800$ daN/cm², $\sigma'_t = 422$ daN/cm² $< \sigma'_{at} = 1300$ daN/cm² – pentru îmbinarea A_1 ; $\tau_f = 982$ daN/cm² $< \tau_{af} = 1200$ daN/cm², $\sigma_s = 2534$ daN/cm² $< \sigma_{as} = 2800$ daN/cm², $\sigma'_t = 680$ daN/cm² $< \sigma'_{at} = 1300$ daN/cm² – pentru îmbinarea V_1 ; $\tau_f = 1067$ daN/cm² $< \tau_{af} = 1200$ daN/cm², $\sigma_s = 1536$ daN/cm² $< \sigma_{as} = 2800$ daN/cm² ; $\sigma'_c = 427$ daN/cm² $< \sigma'_{ac} = 1300$ daN/cm² – pentru îmbinarea A_2.

10. $d = 5$ mm ; $b = 41$ mm ; $\sigma_s = 2182$ daN/cm² $< \sigma_{as} = 2800$ daN/cm².

11. $F_{nit} = 4255$ daN ; $\tau_f = 1229$ daN/cm² $\approx \tau_{af} = 1200$ daN/cm² ; $\sigma_s = 1039$ daN/cm² $< \sigma_{as} = 2800$ daN/cm².

12. $M_{f\,max} = 9555$ daN · cm ; $F = 2730$ daN ; $d = 6$ mm ; $\tau_f = 1028$ daN/cm² $< \tau_{af} = 1200$ daN/cm² ; $\sigma_s = 1749$ daN/cm² $< \sigma_{as} = 2800$ daN/cm².

13. $p\dfrac{D}{2} = 900$ daN/cm² și $p\dfrac{D}{4} = 450$ daN/cm².

Cusătură longitudinală (suprapusă) cu o secțiune de forfecare și două rînduri de nituri ; $s = 1{,}9$ cm ; $d = 2{,}7$ cm ; $t = 8{,}4$ cm ; $e = 1{,}4$ cm ; $e_1 = 5$ cm ; $\sigma'_t = 756$ daN/cm² $< \sigma'_{at} = 760$ daN/cm² ; $\tau_f = 614$ daN/cm² $< \tau_{af} = 720$ daN/cm² ; $K_n = 614$ daN/cm² $\approx K_{na} = 600$ daN/cm².

Cusătură longitudinală cu două secțiuni de forfecare și un rînd de nituri ; $s = 1{,}9$ cm ; $d = 2{,}5$ cm ; $d_1 = 2{,}6$ cm ; $t = 6{,}8$ cm ; $e = 3{,}9$ cm ; $\sigma'_t = 756$ daN/cm² $< \sigma'_{at} = 760$ daN/cm² ; $\tau_f = 577$ daN/cm² $< \tau_{af} = 720$ daN/cm² ; $K_n = 1153$ daN/cm² $< K_{na} = 1200$ daN/cm².

32. $\sigma_{is} = 141$ daN/cm² $< \sigma_{ais} = 0{,}85\, \sigma_{at} = 1190$ daN/cm².

33. $T_{cap} = 13759$ daN.

34. $l_1 = 14{,}7$ cm ; $l_2 = 7{,}8$ cm.

35. $\sigma_{c1} = 312$ daN/cm² $< \sigma_{ac} = 1400$ daN/cm² ; $\sigma_{c2} = 404$ daN/cm² $< \sigma_{ac} = 1400$ daN/cm² ; $\sigma_{c3} = 396$ daN/cm² $< \sigma_{ac} = 1400$ daN/cm² ; $\tau_{fs1} = 376$ daN/cm² $< \tau_{afs} = 910$ daN/cm² ; $\tau_{fs2} = 377$ daN/cm² $< \tau_{afs} = 910$ daN/cm² ; $\tau_{fs3} = 442$ daN/cm² $< \tau_{afs} = 910$ daN/cm².

36. $\sigma_{t1} = 775$ daN/cm² $< \sigma_{at} = 1400$ daN/cm² ; $\sigma_{c2} = 395$ daN/cm² $< \sigma_{ac} = 1400$ daN/cm² ; $\sigma_{c3} = 498$ daN/cm² $< \sigma_{ac} = 1400$ daN/cm² ; $\sigma_{t4} = 1225$ daN/cm² $< \sigma_{at} = 1400$ daN/cm² ; $\sigma_{t5} = 646$ daN/cm² $< \sigma_{at} = 1400$ daN/cm² ; $l_1 = 52$ mm ; $l_2 = 108$ mm ; $l_3 = 25$ mm ; $l_4 = 50$ mm ; $l_5 = 37$ mm ; $l_6 = 73$ mm ; $l_7 = 60$ mm ; $l_8 = 120$ mm.

37. $M_{i\,cap} = 62779$ daN · cm.

38. $\tau_{tot\,s} = 108$ daN/cm² $< \tau_{afs} = 910$ daN/cm².

39. $\tau_{fs} = 39$ daN/cm² $< \tau_{afs} = 910$ daN/cm².

40. $\tau_{fs} = 400$ daN/cm² $< \tau_{afs} = 910$ daN/cm².

41. $M_{t1} = 600$ daN · cm ; $M_{t2} = 560$ daN · cm ; $W_{z1} = 1{,}71$ cm³ ; $W_{z2} = 1{,}59$ cm³ ; $\sigma_{e1} = 361$ daN/cm² $< \tau_{afs} = 910$ daN/cm² ; $\sigma_{e2} = 379$ daN/cm² $< \tau_{afs} = 910$ daN/cm².

42. $\tau_{ts} = 67$ daN/cm² $< \tau_{ats} = 910$ daN/cm². Se recomandă să se execute sudură întreruptă.

43. $\tau_{ts} = 80$ daN/cm² $< \tau_{ats} = 910$ daN/cm².

44. $F_{1\,cap} = 257$ daN ; $F_1 = 200$ daN ; $\tau_{fs} = 708$ daN/cm² $< \tau_{afs} = 910$ daN/cm².

45. $n = 9$.

50. $F_{cap} = 4800$ daN.

51. $\tau_f = 3{,}2$ daN/cm² $< \tau_{af} = 9{,}9$ daN/cm².

52. $l = 2{,}5$ cm.

53. $b = 6{,}3$ mm.

55. $M_{t\,cap} = 6029$ daN · cm.

56. Nici unul : pentru ajustajul Φ 70 H8/f8 rezultă joc ; pentru ajustajul Ø 70 H8/j7 rezultă de asemenea joc ; pentru ajustajul Ø 70 H7/r6, $S_{med} = 37{,}5$ μm $< S_{cor} = 48{,}9$ μm.

57. $\dfrac{M_{t\,max}}{l} = 583$ daN · cm/cm.

58. Primul regim ; $p_I = 300$ daN/cm².

59. $S_{cor} = 21{,}6$ μm ; se alege un ajustaj Ø 80 H7/r6 $\left(\dfrac{\begin{matrix}+0{,}030\\0\end{matrix}}{\begin{matrix}+0{,}062\\+0{,}043\end{matrix}}\right)$; $S_{med} = 37{,}5$ μm $> S_{cor} = 21{,}6$ μm ; $S_{max} = 62$ μm $< S_{cr\,min} = 119$ μm ; $\sigma_{a\,max} = 432$ daN/cm² $< \sigma_{02\,a} = 2700$ daN/cm² ; $\sigma_{b\,max} = 388$ daN/cm² $< \sigma_{02\,b} = 2800$ daN/cm².

60. $p = 30$ daN/cm² ; $S_{cor} = 14{,}3$ μm ; se alege ajustajul Ø 100 H7/p6 $\left(\dfrac{\begin{matrix}+0{,}035\\0\end{matrix}}{\begin{matrix}+0{,}059\\+0{,}037\end{matrix}}\right)$; $S_{med} = 30{,}5$ μm $> S_{cor} = 14{,}3$ μm ; $S_{max} = 59$ μm $< S_{cr\,min} = 136$ μm ; $\sigma_{a\,max} = 324$ daN/cm² $< \sigma_{02\,a} = 2100$ daN/cm² ; $\sigma_{b\,max} = 269$ daN/cm² $< \sigma_{02\,b} = 2100$ daN/cm².

61. $\sigma_{b\,max} = 444$ daN/cm² $< \sigma_{rb} = 2000$ daN/cm².

62. $c = \dfrac{M_f}{M_t} = 2{,}56$.

63. $S_{min} = 9$ μm ; $S_{max} = 50$ μm ; $p_{min} = 20{,}2$ daN/cm² ; $p_{max} = 648$ daN/cm² ; $p_{med} = 334$ daN/cm² ; $\sigma_{a\,max} = 668$ daN/cm² $< \sigma_{02\,a} = 3400$ daN/cm² ; $\sigma_{b\,max} = 710$ daN/cm² $< \sigma_{02\,b} = 6000$ daN/cm² ; $F_p = 7733$ daN ; $M_{t\,cap} = 5734$ daN · cm.

64. $p = 29{,}85$ daN/cm² ; $S_{cor} = 287{,}6$ μm ; $p_{cr\,a} = 154$ daN/cm² ; $p_{cr\,b} = 478$ daN/cm² ; $S_{cr\,a} = 1234$ μm ; $S_{cr\,b} = 3705$ μm ; Ø 500 H7/t7 $\left(\dfrac{\begin{matrix}+0{,}063\\0\end{matrix}}{\begin{matrix}+0{,}423\\+0{,}360\end{matrix}}\right)$; $S_{cor} = 287{,}6$ μm $< S_{min} = 297$ μm ; $S_{cr\,min} = 1234$ μm $> S_{max} = 423$ μm ; $t = 57$°C.

65. $S_{cor\,min} = 17$ μm ; $S_{cor\,max} = 106$ μm ; $S_{max} = 91$ μm ; $S_{min} = 2$ μm ; $S_{med} = 46{,}5$ μm ; $p_{min} = 9$ daN/cm² ; $p_{max} = 427$ daN/cm² ; $p_{med} = 218$ daN/cm² ; $M_{t\,cap} = 22178$ daN · cm ; $\sigma_{a\,max} = 436$ daN/cm² $< \sigma_{02\,a} = 2700$ daN/cm² ; $\sigma_{b\,max} = 525$ daN/cm² $< \sigma_{rb} = 2500$ daN/cm² ; $t = -45$°C.

66. $M_t = 520$ daN · cm ; $S_{cor\,min} = 28$ μm ; $S_{cor\,max} = 50$ μm ; $S_{max} = 35$ μm ; $S_{min} = 13$ μm ; $p_{max} = 629$ daN/cm² ; $\sigma_{a\,max} = 1258$ daN/cm² $< \sigma_{02\,a} = 2400$ daN/cm² ; $\sigma_{b\,max} = 1048$ daN/cm² $< \sigma_{02\,b} = 1700$ daN/cm² ; $M_{t\,cap} = 636$ daN · cm $> M_t = 520$ daN · cm.

81. $M16$; $\sigma_{red} = 1273$ daN/cm² $< \sigma_{at} = 1280$ daN/cm².

82. $\sigma_{red} = 2088$ daN/cm² $> \sigma_{at} = 1000$ daN/cm², pentru șurubul M12 ; $\sigma_{red} = 309$ daN/cm² $< \sigma_{at} = 1334$ daN/cm², pentru șurubul M30.

83. $M_{tot} = 962$ daN · cm ; $\sigma_{red} = 2005$ daN/cm² $> \sigma_{at} = 900$ daN/cm² (se consideră $\beta = 1{,}5$).

84. $F_{max} = 40856$ daN.

85. Nu, deoarece $P_{cap} = 271$ daN $< P = 300$ daN (se consideră $\beta = 1,5$).

86. $\tau_f = 360$ daN/cm² $< \tau_{af} = 0,3\ \sigma_{02} = 0,3 \cdot 3000 = 900$ daN/cm²; $\sigma_s = 612$ daN/cm² $<$ $< \sigma_{as} = 0,3\ \sigma_{02} = 900$ daN/cm².

87. $L \approx 3,5$ m.

88. M24, pentru $\sigma_{at} = 1000$ daN/cm²; nu, deoarece $c = 3,62$, iar $c_a = 4,0 \ldots 2,5$.

89. $F_{0I} = 2000$ daN; $F_{0II} = 2600$ daN (se consideră $F'_{0\,min} = 0,5\ F_1$).

90. $F_s = 1500$ daN; $F'_0 = 500$ daN.

91. M16; $c = 1,91$ ($c_a = 1,5 \ldots 2,5$), adoptînd $\xi = 1,3$ și $\chi = 0,25$.

92. $d = 36$ mm (filet M36 × 4); $M_{tot} = 11069$ daN · cm; $\sigma_{red} = 5090$ daN/cm² $< \sigma_{at} =$ $= 5400$ daN/cm².

93. $\chi = 0,36$.

94. $k_s = 3,72 \cdot 10^6$ daN/cm; $k_p = 6,65 \cdot 10^6$ daN/cm; $\chi = 0,35$.

95. Se depășește presiunea admisibilă de strivire a peliculei de lubrifiant: $p_s^* = 263$ daN/cm² $>$ $> p_a^* = 70 \ldots 130$ daN/cm².

96. $F = 1545$ daN; $\sigma_{red} = 848$ daN/cm² $< \sigma_{ac} = 0,3\ \sigma_{02} = 0,3 \cdot 3600 = 1080$ daN/cm²; $m = 38$ mm, pentru $p_a^* = 130$ daN/cm²; $l = 250$ mm, pentru OL52.

97. $\sigma_{red\,1} = 573,4$ daN/cm², în zona filetată; $\sigma_{red\,2} = 525,7$ daN/cm², în zona de antrenare; $\sigma_{at(c)} = 600 \ldots 900$ daN/cm².

98. Pt 16 × 4; $\sigma_{red} = 594$ daN/cm² $< \sigma_{ac} = 600$ daN/cm²; $z_{min} = 6$ spire, pentru piuliță.

110. $M_{t\,max} = 8730$ daN · cm.

111. $M_{t\,cap} = 3350$ daN · cm $> M_t = 3100$ daN · cm.

112. $M_{t\,cap} = 513$ daN · cm $> M_t = 121$ daN · cm.

113. $\sigma_s = 841$ daN/cm² $< \sigma_{as} = 1000 \ldots 1500$ daN/cm² — pentru penele tangențiale normale; $\sigma_s = 592$ daN/cm² $> \sigma_{as} = 350 \ldots 500$ daN/cm² — pentru penele tangențiale solicitate alternant sau cu șocuri.

114. $l_c = 267$ mm.

115. Pană paralelă A 18 × 11 × 70, STAS 1005-71.

116. Pană paralelă A 10 × 8 × 36, STAS 1005-71.

117. $\sigma_s = 932$ daN/cm² $< \sigma_{as} = 1000 \ldots 1200$ daN/cm²; $\tau_f = 272$ daN/cm² $< \tau_{af} =$ $= 850$ daN/cm².

118. Pană disc 10 × 13, STAS 1012-71.

119. $M_{t\,cap} = 3506$ daN · cm; da, deoarece $M_{t\,cap} = 3506$ daN · cm $> M_t = 478$ daN · cm.

120. $M_{t\,cap\,(forfecare)} = 750$ daN · cm; $M_{t\,cap\,(strivire)} = 500$ daN · cm; $F_{min} = 91$ daN.

121. $\tau_f = 495$ daN/cm² $< \tau_{af} = 900$ daN/cm²; $\sigma_s = 156$ daN/cm² $< \sigma_{as} = 1500$ daN/cm² — între știft și butucul roții; $\sigma_s = 700$ daN/cm² $< \sigma_{as} = 1500$ daN/cm² — între știft și arbore.

122. $d_1 = 25$ mm — din condiția de rezistență la strivire a peliculei de lubrifiant dintre bolț și tijă; $\tau_f = 112$ daN/cm² $< \tau_{af} = 900$ daN/cm²; $\sigma_s = 147$ daN/cm² $< \sigma_{as} = 1500$ daN/cm²; $\sigma_i = 897$ daN/cm² $< \sigma_{ai} = 1400$ daN/cm².

123. $\sigma_s = 282$ daN/cm² $< \sigma_{as} = 1150$ daN/cm²; $\sigma_i = 268$ daN/cm² $< \sigma_{ai} = 1400$ daN/cm².

129. $M_{t\,cap} = 1317$ daN · cm; $L = 3,1$ cm.

130. $L = 5,5$ cm.

131. $P = 33,9$ kW; $L = 7$ cm.

132. $M_{t\,cap} = 28372$ daN · cm $> M_{tn} = 25000$ daN · cm.

133. $L = 6{,}5$ cm.

134. $b_1 = 0{,}5$ cm ; $M_{t\,cap1} = 3290$ daN · cm.

137. $M_{tc} = 3080$ daN · cm $< M_f = 3514$ daN · cm ; $\sigma_s = 471$ daN/cm² $< \sigma_{as} = 500$ daN/cm².

138. $M_{t\,max} = 6900$ daN · cm.

139. $Q = 2847$ daN ; $\sigma_s = 123$ daN/cm² $< \sigma_{as} = 500$ daN/cm².

142. Şuruburi M16.

143. $M_f = 1828$ daN · cm $> M_{tc} = 960$ daN · cm ; $\sigma_s = 29$ daN/cm² $\lhd \sigma_{as} = 850$ daN/cm².

144. $F = 197$ daN.

145. $N = 2850$ daN ; $F_s = 712$ daN ; $\sigma_s = 71$ daN/cm² $\lhd \sigma_{as} = 850$ daN/cm² ; $\sigma_t = 617$ daN/cm² $< \sigma_{at} = 800$ daN/cm².

146. Şuruburi M20 ; $l_{calcul} = 5{,}7$; pentru a se putea monta şuruburile se adoptă $l \geqslant 12$ cm.

150. Şuruburi M14 ; $\sigma_s = 820$ daN/cm² $\lhd \sigma_{as} = 850$ daN/cm².

151. $M_{t\,cap} = 1721$ daN · cm ; $\sigma_s = 537$ daN/cm² $\lhd \sigma_{as} = 850$ daN/cm².

152. $M_f = 22500$ daN · cm $> \beta\, M_t = 18750$ daN · cm ; $\sigma_s = 674$ daN/cm² $\lhd \sigma_{as} = 850$ daN/cm².

156. $M_{t\,cap} = 7969$ daN · cm.

157. Da, deoarece $M_{t\,cap} = 1133$ daN · cm $> M_t = 1000$ daN · cm.

170. Pentru $i = 12$, rezultă : $k = 0{,}768$ daN/cm ; $d = 1$ mm ; $\tau_{t\,max} = 5173$ daN/cm² $\lhd \tau_{at} = 6800$ daN/cm² ; $\tau_b = 5380$ daN/cm² $\lhd \tau_{at} = 6800$ daN/cm².

171. Pentru $i = 6$ şi $\frac{b}{h} = 1{,}2$, rezultă : $b = 12$ mm ; $h = 10$ mm ; $\tau'_{t\,max} = 5656$ daN/cm² $\lhd \tau_{at} = 6000$ daN/cm² ; $n = 10$; $\delta_{F_c} = 76{,}1$ mm ; $H_0 = 206{,}1$ mm ; $H_{F_c} = 130$ mm ; $k = 42{,}70$ daN/cm ; $l_s = 302{,}2$ cm.

172. Pentru $i = 4{,}5$, rezultă: $d = 2$ mm ; $D_m = 9$ mm ; $n = 12$; $n_t = 13{,}5$; $l_s = 382{,}6$ mm.

173. Pentru $i = 7$, rezultă: $d = 12$ mm ; $D_m = 84$ mm ; $D = 96$ mm.

174. Pentru $i = 6$ şi materialul 60Si 15A, rezultă : $n = 4$; $H_0 = 74{,}42$ mm ; $l_s = 129{,}9$ cm.

175. Pentru $i = 6$ şi materialul 56 Si 17 A, rezultă : $n = 6$; $H_0 = 140{,}07$ mm ; $l_s = 177{,}33$ cm ; dimensiunile de gabarit ale arcului cu secţiune rotundă sînt mai mari, comparativ cu cele ale arcului cu secţiune dreptunghiulară.

176. Pentru $i = 6$, rezultă : $d = 2{,}5$ mm ; $\tau_{t\,max} = 4656{,}9$ daN/cm² $\lhd \tau_{at} = 6800$ daN/cm² ; $n = 9$; $n_t = 11$; $k = 17{,}14$ daN/cm ; $\delta_1 = 0{,}583$ cm ; $\delta_n = 1{,}36$ cm.

177. Pentru $i = 7{,}5$, rezultă : $d = 4$ mm ; $\sigma_{i\,max} = 4028$ daN/cm² $\lhd \sigma_{ai} = 8500$ daN/cm² ; $\varphi_1 = 16{,}74°$; $\varphi_n = 25{,}66°$; $k = 51{,}45$ daN · cm/rad ; $l_s = 585{,}7$ mm.

178. $d = 21$ mm ; $\varphi_n = 43{,}67°$; $k = 16221$ daN · cm/rad.

179. Pentru $\frac{b}{h} = 1{,}5$, rezultă : $h = 1{,}2$ cm ; $b = 1{,}8$ cm ; $\varphi_n = 45{,}98°$; $k = 19779$ daN · cm/rad ; se reduce dimensiunea de gabarit prin înlocuirea arcului bară de torsiune de secţiune rotundă cu cel de secţiune dreptunghiulară.

180. Pentru $\frac{b}{h} = 6$ şi $\sigma_{ai} = 6000$ daN/cm², rezultă : $h = 2$ mm ; $b = 12$ mm ; $k = 5$ daN/cm ; $\delta_n = 1{,}64$ cm ; $\sigma_{i\,max} = 5125$ daN/cm² $\lhd \sigma_{ai} = 6000$ daN/cm².

181. $F_a = 8885$ daN ; $k = 934$ daN/cm ; $\delta_a = 4{,}756$ cm.

182. Pentru $\tau_{af} = 10$ daN/cm², rezultă : $h = 5{,}09$ cm ; $D = 52{,}95$ mm ; $k = 800$ daN/cm.

183. Pentru $\tau_{at} = 20$ daN/cm², rezultă : $M_{tn} = 1570$ daN · cm ; $\varphi_n = 47{,}57°$; $k = 1891$ daN · cm/rad.

189. $\sigma_{i1} = 507$ daN/cm² $< \sigma_{ai\,III}$; $\sigma_{i2} = 372,5$ daN/cm² $< \sigma_{ai\,III}$; $\sigma_{i3} = 514$ daN/cm² $<$ $< \sigma_{ai\,III}$; $\sigma_{ai\,III} = 550$ daN/cm²; $c_{\sigma1} = 2,76$ (cu $\beta_k = 1,7$; $\varepsilon = 0,88$; $\gamma = 0,9$); $c_{\sigma2} =$ $= 3,58$ (cu $\beta_k = 1,75$; $\varepsilon = 0,865$; $\gamma = 0,9$); $c_{\sigma3} = 2,72$ (cu $\beta_k = 1,7$; $\varepsilon = 0,88$; $\gamma = 0,9$); coeficientul de siguranță depășește valorile minime recomandate ($c_a = 1,5...2,5$).

190. $\sigma_{red\,1} = 290$ daN/cm² $< \sigma_{ai\,III}$; $\sigma_{red\,2} = 256$ daN/cm² $< \sigma_{ai\,III}$; $\sigma_{ai\,III} = 550$ daN/cm²; $c_3 = 2,6$ (cu $\beta_{k\sigma} = 2,1$; $\varepsilon_\sigma = 0,74$; $\gamma = 0,9$; $\beta_{k\tau} = 1,56$; $\varepsilon_\tau = 0,67$); $c_4 = 4,026$ (cu $\beta_{k\sigma} = 1,67$; $\varepsilon_\sigma = 0,71$; $\gamma = 0,9$; $\beta_{k\tau} = 1,47$; $\varepsilon_\tau = 0,68$); arborele rezistă în toate secțiunile (coeficientul de siguranță se încadrează în valorile recomandate: $c > c_a =$ $= 1,5...2,5$).

191. $\sigma_{red\,1} = 784,6$ daN/cm² $> \sigma_{ai\,III} = 600$ daN/cm²; pentru a rezista, în această secțiune, diametrul arborelui trebuie majorat ($d_1 \geqslant 120$ mm); $c_2 = 3,57 > c_a = 1,5...2,5$ (cu $\beta_{k\sigma} =$ $= 1,84$; $\varepsilon_\sigma = 0,682$; $\gamma = 0,9$; $\beta_{k\tau} = 1,62$; $\varepsilon_\tau = 0,656$).

192. $\sigma_{red1} = 77$ daN/cm² $< \sigma_{ai\,III} = 900$ daN/cm²; $c_2 = 8,1 > c_a = 1,5...2,5$ (cu $\beta_{k\sigma} = 2$; $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,66$; $\gamma_\sigma = 0,85$; $\beta_{k\tau} = 1,624$; $\gamma_\tau = 0,91$); arborele este supradimensionat din punct de vedere al rezistenței.

193. $\sigma_{red\,1} = 327$ daN/cm² $< \sigma_{ai\,III} = 900$ daN/cm²; $c_1 = 2,7$ (cu $\beta_{k\sigma} = 1,84$; $\varepsilon_\sigma = 0,69$; $\gamma = 0,9$; $\beta_{k\tau} = 1,62$; $\varepsilon_\tau = 0,673$); arborele rezistă ($c_1 > c_a = 1,5 ... 2,5$).

200. Adoptînd $l/d = 0,8$ și $p_a = 150$ daN/cm², se obține $d = 6,45$ cm; se adoptă $d = 65$ mm, $l = 50$ mm și rezultă $\sigma_i = 464$ daN/cm² $< \sigma_{ai} = 600$ daN/cm²; $p_m\, v = 78,5$ daN · m/cm²s $<$ $< (p_m\, v)_a = 400$ daN · m/cm²s.

201. Pentru ipoteza concentrării forței la $l/2$, rezultă $F = 2044$ daN; $p_m = 68$ daN/cm²; $n =$ $= 560,63$ rot/min.

202. $v = 0,206$ m/s; $p_m\, v = 14,67$ daN · m/cm²s $< (p_m\, v)_a = 50...70$ daN · m/cm²s; $P_{fsp} =$ $= 1,173$ kW; $P_f = 2,843$ kW.

203. Pentru $d_i = 30$ mm, rezultă $\mu = 0,08$.

210. Alegînd materialul Bz4ZnT și raportul dimensional al lagărului $\frac{l}{d} = 2$, rezultă: $d =$ $= 70$ mm; $l = 140$ mm; ulei tip C 315, STAS 871-68; $q_s = 0,0185$ l/s; $n_{tr} = 93$ rot/min.

211. Materialul cuzinetului BzAl 9T, STAS 198-67; lubrifiantul I 135, STAS 871-68; $t_1 =$ $= 2$°C.

212. $F_{max} = 9000$ daN; temperatura filmului: $t_{max} = 168,5$°C.

213. $\eta = 33$ cP $\approx 0,033 \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$; temperatura medie $t_m = 28$°C; $b \leqslant 3$ mm; $a = 6,5...9$ mm.

214. $p_m = 26,4$ daN/cm² $< p_a = 50$ daN/cm² — corespunzător materialului cuzinetului Bz4ZnT, STAS 197-68, pentru $\frac{l}{d} = 1$; $\eta = 15$ cP $\approx 0,015 \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$; $V_b = 0,02$ l.

245. $L = 3600$ mil. rotații; $L_h = 36458$ ore.

246. $L = 750$ mil. rotații; $L_h = 10000$ ore.

247. $F_r = 114,75$ daN.

248. Rulmenții: NUP 2306 ($C = 3750$ daN, $C_0 = 2800$ daN) sau NUP 2307 ($C = 4500$ daN, $C_0 = 3250$ daN).
Indicație: Considerînd $F_a = F_{adm}$, se determină valorile Q, apoi se aleg rulmenții care corespund dimensional, dintre aceștia alegîndu-se, în final, cei care corespund din punct de vedere al durabilității.

249. $L = 60,6$ mil. rotații; $L_h = 655$ ore.

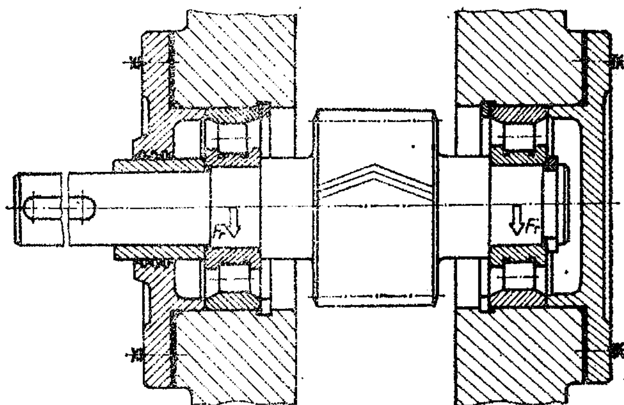
250. Pentru $f_0 = 2$, se obține rulmentul 51105, cu $C_0 = 2900$ daN.

251. Se obține $f_0 = 1,83$, valoare corespunzătoare pentru condițiile impuse ($f_0 = 1, 2, ...$ $...2,8$ — v. tabelul AI-20).

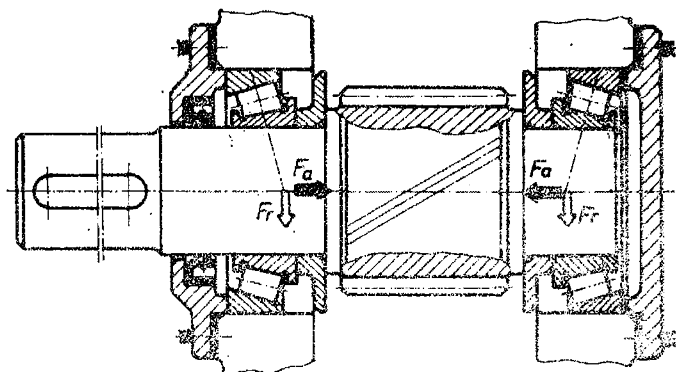
252. Pentru $f_0 = 2,5$, sarcina capabilă $F_a = 17600$ daN.

253. $f_0 = \frac{C_0}{P_0} = 2{,}486$ – corespunde unei funcţionări uşoare, fără şocuri; $L = 100{,}94$ mil rotaţii, $L_h = 1345{,}86$ ore.

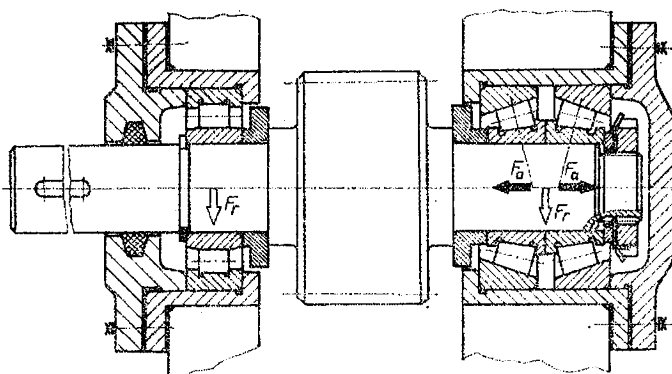
254.



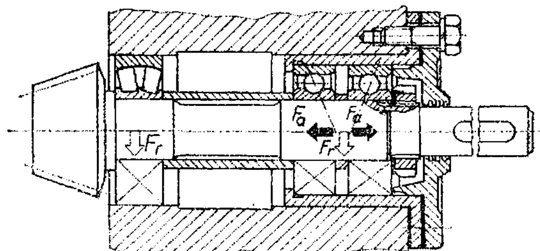
255.



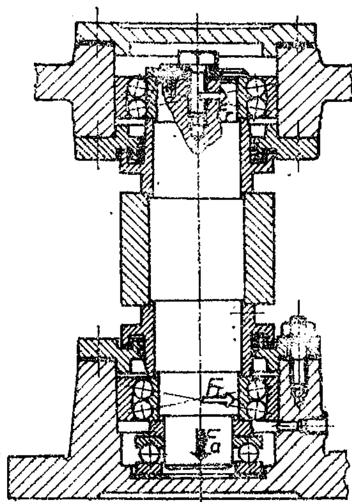
256.



257.

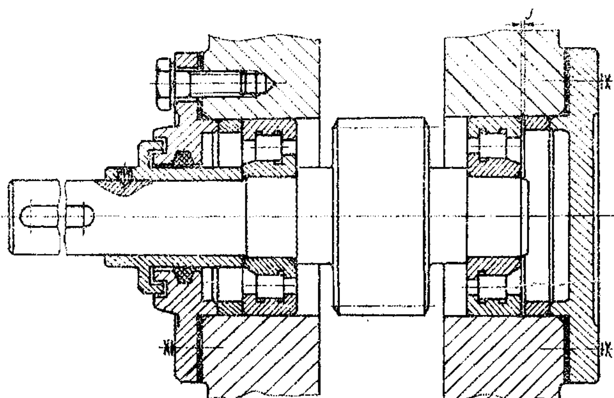


258.

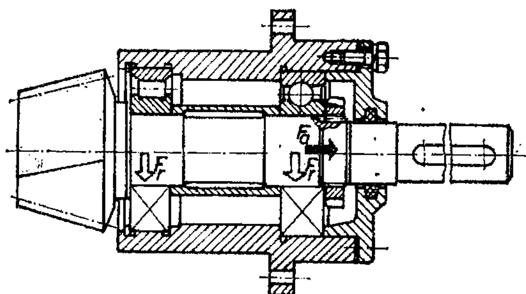


259. Orientativ v. fig. de la răspunsul pentru problema 256.

260.

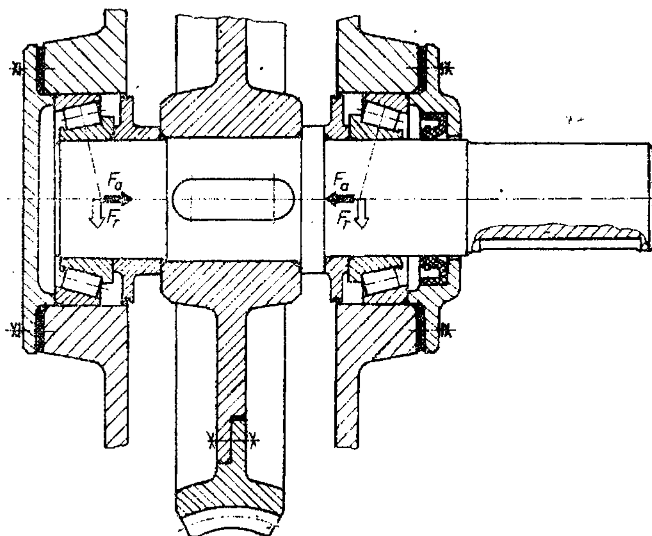


261.



262. Orientativ a se consulta răspunsul de la problema 257.
Indicație: se montează în lagărul dinspre pinion un rulment cu role cilindrice scurte, în locul rulmenților radial-axiali cu bile montîndu-se rulmenți radial-axiali cu role conice.

263.



296. Pentru $K_s = 4$, $M_{tc} = 807$ daN·cm; se determină: $D = 27$ mm; $d = 15$ mm și se calculează $\tau_t = 168$ daN/cm² $< \tau_{at} = 350$ daN/cm².

297. Pentru $K_s = 1{,}5$, $M_{tc} = 1200$ daN·cm; se adoptă cuplaj CF05—32, STAS 769-73; $\tau_f = 84$ daN/cm² $< \tau_{af} = 1200$ daN/cm².

298. $M_{tc} = 6814$ daN·cm; se adoptă un cuplaj mărimea 191 — după firma *Crofts*—Anglia (v. tabelul AI-32); $n_{cuplaj} = \dfrac{n}{i} \approx 700$ rot/min $< n_{lim} = 800$ rot/min; $e_{cuplaj} = 6$ mm $< e_{max} = 7{,}6$ mm; $\sigma_s = 98$ daN/cm² $< \sigma_{as} = 150$ daN/cm².

299. $M_{tc} = 2015$ daN·cm; se alege, din tabelul AI-34, cuplaj *Bibby* mărimea 478; se determină $\sigma_{ai} = 7560$ daN/cm²; $\sigma_i = 5300$ daN/cm² $< \sigma_{ai}$; $\tau_f = 1580$ daN/cm² $< \tau_{af} = 4300$ daN/cm²; pentru trasarea caracteristicii elastice se determină $\varphi = 9'$.

300. $M_{tn} = 20700$ daN · cm ; $M_{tc} = 68300$ daN · cm ; se determină $d = 81$ mm și se adoptă $d = 85$ mm ; $R = 85$ mm ; $\sigma_{ai} = 7550$ daN/cm² — conform tabelului 53 ; se adoptă : $z = 6$ pachete, $l_1 = 10$ mm, $\alpha = 30'$, $b = 40$ mm și $h = 2$ mm, obținîndu-se $n = 6$ lamele ; $\theta_{max} = 0{,}0179$ rad ; $\varphi_{max} = 0{,}00917$ rad ; $l = 96$ mm ; $D \approx 400$ mm ; $L_1 \approx 45$ mm.

301. Din tabelul AI-36 se obține $D = 180$ mm, $M_{t\,cap} = 2600$ daN · cm, $d = 45$ mm, $L_2 = 50$ mm, $d_1 = 15$ mm, $\alpha = 30°$, $D_0 = 130$ mm ; $M_{tc} = 1940$ daN · cm $< M_{t\,cap}$; se verifică bolțurile : $\sigma_i = 1100$ daN/cm² $< \sigma_{ai} = 2000$ daN/cm² ; $\tau_f = 122$ daN/cm² $< \tau_{af} = 800$ daN/cm² ; pentru trasarea caracteristicii elastice se determină $\varphi_1 = 2°28'$, $M_{t1} = 1730$ daN · cm, $\varphi_2 = 3°24'$.

302. Din tabelul AI-37 se determină $M_{tc} = 5000$ daN · cm ; se adoptă, din tabelele AI-28, AI-29, AI-30, $K_1 = 1{,}4$, $K_2 = 1{,}0$, $K_3 = 1{,}65$ și se obține $M_{tn} = 2165$ daN · cm ; $P = 15{,}8$ kW. Cuplajul va funcționa identic în transmisiile la care rezultă același K_s.

303. $M_{tc} = 1410$ daN · cm ; se adoptă, din tabelul AI-39, cuplajul *Periflex* mărimea 14—1, cu $D = 210$ mm, $D_0 = 110$ mm, $d = 25 \ldots 50$ mm ; se determină $h_{max} = 17{,}5$ mm ; $h_{0,95D} = 10{,}7$ mm ; $v = 8{,}24$ m/s $< v_{ad} = 17{,}5$ m/s.

304. Conform tabelului 54, se obține : $N \approx 19$ kW ; $p = 13{,}25$ daN/cm² $< p_a = 50$ daN/cm².

305. Conform tabelului 55 și tabelelor AI-28, AI-29 și AI-30, se obține : $M_{tc1} = 3340$ daN · cm — pentru generator ; $M_{tc2} = 2240$ daN · cm — pentru compresor.

306. $M_{t\,cap} = 1475$ daN · cm, unde $\mu = 0{,}12$ și $p_a = 5$ daN/cm², conform tabelului AI-40 ; $F_c = 491$ daN.

307. Pentru $K_s' = 1{,}2$, se obține $M_{ta} = 3090$ daN · m $< M_a = 4000$ daN · m ; Da, deoarece $M_{tc} = 4300$ daN · m $< M_{t\,cap} = 4800$ daN · m.

308. Conform tabelului 55 și tabelului AI-40, se pot utiliza următoarele cupluri de materiale :
a) fontă pe fontă sau pe oțel călit, cu $p_a = 2 \ldots 3$ daN/cm² și $\mu = 0{,}15$;
b) țesătură de azbest presată pe oțel, cu $p_a = 2 \ldots 3$ daN/cm² și $\mu = 0{,}3$;
c) aliaje metaloceramice pe oțel călit, cu $p_a = 3$ daN/cm² și $\mu = 0{,}3$;
$M_{tca} = 499$ daN · cm ; $M_{tc} = 999$ daN · cm $= M_{tcc}$.

309. Din tabelul AI-50 se scot dimensiunile cuplajului ; pentru $\mu = 0{,}2$ și $p_a = 16$ daN/cm² (tabelul AI-40), se obține : $b_1 = 23$ mm ; $b_2 = 45$ mm, dar deoarece nu se verifică $\Delta > 0$ se adoptă $b_2 = 47$ mm ; se calculează $D_e = 334$ mm ; $D_i = 326$ mm.

310. $M_{tn} = 8873$ daN · cm (pentru $M_{t\,lim} = 1{,}2\ M_{tc}$).

311. $M_{tc} = 516617$ daN · cm ; $M_{t\,lim} = 1{,}17\ M_{tc} = 604442$ daN · cm ; $D_e = 500$ mm $< D_{d1} = 600$ mm ; $D_i = 250$ mm $> d = 110$ mm ; $i = 14 < i_{max} = 16$; $F_{arc} = 28713$ daN ; $p = 19{,}56$ daN/cm² $< p_a = 20$ daN/cm².

312. $b = 35$ mm ; $M_{t\,cap} = 505$ daN · cm $= M_{t\,lim}$; $F_{arc} = 186$ daN.

313. $M_{tn} = 3750$ daN · cm ; $F_{arc\,1} = 25$ daN ; $k_a = 25{,}75$ daN/cm ; $\delta_1 = 9{,}7$ mm ; $\sigma_k = 46883$ daN/cm² $< \sigma_{ak} = 50000$ daN/cm².

314. $M_{tc} = 8800$ daN · cm ; din tabelul AI-55, se adoptă cuplaj BA 60, cu $M_{t\,cap} = 11000$ daN · cm ; $D = 170$ mm ; $D_1 = 125$ mm ; $L = 78$ mm ; pentru $\alpha_1 = 7°$, $l = 25$ mm, $\sigma_{ac} = 25000$ daN/cm² și $D_2 = 86$ mm, se obține : $z \approx 5$ corpuri de blocare.

315. $M_{tc} = 3571$ daN · cm ; din tabelul AI-54, se adoptă cuplaj ALM 35 ; adoptînd $R_1 = \infty$, $R_2 = 40$ mm, $z = 6$ corpuri, $d = 10$ mm, $\sigma_{ac} = 30000$ daN/cm², se obține : $l = 11{,}5$ mm ; se adoptă $l = 15$ mm.

321. Curea din piele (partea cu carne) cu $\sigma_0 = 18$ daN/cm² ; $b \times h = 355 \times 6{,}5 = 23$ mm² ; $S_a \approx 410$ daN ; $f = 7{,}07$ Hz $< f_{max} = 10$ Hz.

322. $A_c = 3{,}82$ cm² ; pentru $\sigma_0 = 18$ daN/cm², se adoptă : $b = 112$ mm, $h = 4{,}2$ mm (3 inserții a 1,6 mm — v. STAS 1815-59) ; $G \approx 15$ daN.

323. $P = 6{,}1$ kW, pentru curele tip A și $P = 6{,}1$ kW, pentru curele tip SPZ.

324. $z = 3$ curele tip A.

325. $z = 2$ curele tip SPA.

326. $z = 1$ curea tip Z sau SPZ.

327. Curea 7/8″, cu $b = 254$ mm; $z_1 = 24$; $z_2 = 70$; $D_{p1} = 169,79$ mm.

328. Da, deoarece $b_{nec} < 102$ mm.

329. Da, deoarece $z_{nec} < 2$ curele.

342. $i = 2,85$; $A = 17,5$ cm; $R_1 = 4,54$ cm; $R_2 = 12,96$ cm; $B = 5,25$ cm; $Q = 852$ daN.

343. $P \approx 1,2$ kW; $Q = 100$ daN.

344. $\sigma_k = 5467$ daN/cm² $< \sigma_{ak} = 7000$ daN/cm²; $Q = 325$ daN.

345. $\sigma_k = 4252$ daN/cm² $< \sigma_{ak} = 6000$ daN/cm²; $\delta_1 = 21°48'$; $\delta_2 = 68°12'$; $Q_1 = 184$ daN; $Q_2 = 460$ daN.

346. Da ($\sigma_k = 251$ daN/cm² $< \sigma_{ak} = 800$ daN/cm²); $Q = 153$ daN.

347. Da ($\sigma_k = 7900$ daN/cm² $< \sigma_{ak} = 8320$ daN/cm²); $Q = 95,5$ daN.

348. $p_{nec} = 4$.

349. $\sigma_k = 982$ daN/cm² $< \sigma_{ak} = 1000$ daN/cm².

350. $Q_1 = 107$ daN; $Q_2 = 268$ daN; $Q_3 = 198$ daN.

351. $\sigma_k = 3473$ daN/cm² $< \sigma_{ak} = 5000$ daN/cm².

352. $B = 0,4$ cm; $r_{1max} = 8$ cm; $R_1 = 8,3$ cm; $R_2 = 10,2$ cm; $R_c = 27$ cm; $i_{max} = 5$; $i_{min} = 1,25$; $n_{2max} = 1440$ rot/min; $n_{2min} = 360$ rot/min.

353. $\sigma_k = 2485$ daN/cm² $< \sigma_{ak} = 6000$ daN/cm².

354. $n_{2max} = 2880$ rot/min; $n_{2min} = 720$ rot/min; $i_{max} = 2$; $i_{min} = 0,5$; $d_{max} = 360$ mm; $v_{max} = 27,1$ m/s $< v_a = 30$ m/s; $v_{min} = 13,56$ m/s; $Q_{max} \approx 65$ daN; $Q_{min} \approx 32,5$ daN.

390. $m = 4$ mm; $D_d = 140$ mm; $D_i = 130$ mm; $D_b = 131,557$ mm; $h = 9$ mm.

391. $\sigma_{i1} = 582$ daN/cm² $< \sigma_{ai1} = 1267$ daN/cm², pentru $\psi_A = 0,4$; $\sigma_{i2} = 477$ daN/cm² $< \sigma_{ai2} = 1067$ daN/cm².

392. $z_4 = 80$; $D_{d3} = 57$ mm, $D_{d4} = 240$ mm $D_{e3} = 63$ mm; $D_{e4} = 234$ mm; $D_{i3} = 49,5$ mm; $D_{i4} = 247,5$ mm; $D_{b3} = 53,562$ mm; $D_{b4} = 225,526$ mm; $\varepsilon = 1,882$.

393. $z_2 = 112$; $D_{d1} = 192$ mm; $D_{d2} = 196$ mm; $D_{e1} = 208$ mm; $D_{e2} = 912$ mm; $D_{i1} = 174$ mm; $D_{i2} = 878$ mm; $A = 544$ mm.

394. $F_{t2} = F_{t1} = 1039$ daN; $F_{r1} = F_{r2} = 378$ daN; $M_{t1} = 9977$ daN · cm.

395. $\sigma_c = 6364$ daN/cm², pentru $k_c' = k_r \cdot k_d = 1,4877$ și $\psi_A = 0,357$; duritatea necesară $HB_2 = 245$ corespunde pentru OLC 60 (STAS 880-66), cu HB = 220...260.

396. Da, deoarece, $\sigma_{i1} = 475$ daN/cm² $< \sigma_{ai1} = 1000$ daN/cm²; $\sigma_{i2} = 395$ daN/cm² $< \sigma_{ai} = 1000$ daN/cm², pentru $\sigma_{-1} = 3000$ daN/cm², $k_\sigma = 1,5$ și $c_i = 2$.

397. $\sigma_c = 5513$ daN/cm²; pentru $k_{11} = 1,082$ și $\sigma_{ac0} = 5200$ daN/cm²; $\sigma_{ac} = 1,082 \cdot 5200 = 5629$ daN/cm², deci materialul utilizat este corespunzător.

398. $\sigma_c = 7457$ daN/cm², se recomandă pentru pinion oțel OLC 65, STAS 880-66 (HB = 300) și pentru roată OLC 60 STAS 880-66 (HB = 280), pentru care $\sigma_{ac} = 7540$ daN/cm².

399. $z_4 = 85$ dinți; $m_n = 3$ mm; $\beta_{d2} = 10°9'$; $D_{d3} = 60,952$ mm; $D_{d4} = 259,046$ mm; $D_{e3} = 66,952$ mm; $D_{e4} = 265,046$ mm; $D_{i3} = 53,452$ mm; $D_{i4} = 251,546$ mm; $\alpha_{0f} = 20°17'30''$; $L_3 = 23,927$ mm; $L_{10} = 87,478$ mm.

400. Deoarece $\xi_{n1} = -\xi_{n2}$, angrenajul este zero deplasat ($\alpha_{0f} = \alpha_{rf}$ și $A = A_0$); în aceste condiții $\beta_d = 17°45'10''$.

401. $\xi_{tot} = -0,51$; deoarece pinionul are 17 dinți, nu i se poate face o deplasare negativă și se alege $\xi_{n1} = 0$ și $\xi_{n2} = -0,51$.

402. $F_{t3} = F_{t4} = 882$ daN; $F_{a3} = F_{a4} = 164$ daN; $F_{r3} = F_{r4} = 326$ daN; $\beta_{d2} = 3°27'$; $\beta_{d1} = 38°31'$.

403. $A = 267$ mm.

404. $z_{\Sigma 1} = 17,23$; $z_{\Sigma 2} = 107,7$; $m_m = 2,5$ mm; $D_{dm1} = 40$ mm; $D_{dm2} = 100$ mm.

405. $i_z = 2{,}66$; $\delta_{d_1} = 20°34'$; $\delta_{d_2} = 69°26'$; $D_{d_1} = 126$ mm ; $D_{d_2} = 336$ mm ; $L = 179{,}425$ mm ; $a_d = 6$ mm ; $b_d = 7{,}5$ mm ; $h = 13{,}5$ mm ; $\gamma_{ed} = 1°55'$; $\gamma_{id} = 2°24'$; $D_{e1} = 137{,}235$ mm ; $D_{e2} = 340{,}215$ mm.

406. $\sigma_c = 6254$ daN/cm² $< \sigma_{ac} = 7290$ daN/cm², pentru $M_1 = 3889{,}6$ daN · cm.

407. $L = 119{,}2$ mm, pentru $\psi_L = \frac{1}{3}$, $k_c = 1{,}3$, $\nu_\beta = 4{,}36$, HB $= 570$ și $\sigma_{ac} = 14\,820$ daN/cm²; se adoptă $L = 120$ mm.

408. $\delta_{d_1} = 13°37'37''$, $\delta_{d_2} = 76°22'23''$, $m_f = 6$ mm ; $D_{d_1} = 48$ mm ; $D_{d_2} = 198$ mm ; $B = 34$ mm ; $a_d = 4{,}92$ mm ; $b_d = 6{,}12$ mm ; $h = 11{,}04$ mm ; $\gamma_{ed} = 2°45'55''$, $\gamma_{id} = 3°26'17''$; $\delta_{e1} = 16°23'31''$; $\delta_{e2} = 79°8'17''$; $\delta_{i1} = 10°11'20''$; $\delta_{i2} = 72°56'6''$.

409. $\varepsilon = 2{,}811$.

410. $A = 115{,}34$ mm pentru $q = 12$, $z_1 = 1$; $\sigma_{ac2} = 1921$ daN/cm², $A_{STAS} = 125$ mm.

411. $m_a = 9{,}09$ mm ; $m_{a\,STAS} = 10$ mm ; $A_{rec} = 220$ mm ; $q_L = 13{,}3$; $q_b = 7{,}2$; $D_{01} = 120$ mm ; $D_{e1} = 140$ mm ; $p_{e1} = 31{,}4$ mm ; $\theta = 85°14'$; $D_{d2} = 320$ mm ; $B_2 = 82$ mm ; $L_1 = 133$ mm ; $b = 72$ mm.

412. $F_{t_1} = F_{a_2} = 15{,}9$ daN ; $F_{t_2} = F_{a_1} = 154{,}7$ daN ; $F_{r_1} = F_{r_2} = 56{,}6$ daN.

415. $z_1 = 25$; $z_2 = 75 < z_{2max} = 120$; $p = 12{,}70$ mm (lanț 08 B, STAS 5174-66) $v_m = 7{,}67$ m/s $< v_{max} = 15$ m/s ; $z_r = 2$; $P_{ua} = 8{,}1$ kW $> P_{dat} = 7{,}5$ kW, $W = 112$ zale ; $L = 1422{,}4$ mm ; $A = 379$ mm ; $F_1 = 8{,}5$ daN ; $F_2 = 106$ daN ; $c = 30{,}2 > c_a = 7 \ldots 14$; $Q = 98{,}5$ daN.

416. $z_1 = 26$; $z_2 = 65 < z_{2\,max} = 120$; $p = 15{,}875$ mm (lanț 10B, STAS 5174-66) ; $v_m = 6{,}88$ m/s $< v_{max} = 15$ m/s ; $Z_r = 1$; $P_{ua} = 6{,}1$ kW $> P_{dat} = 5$ kW ; $W = 172$ zale ; $L = 2730{,}5$ mm ; $A = 996{,}23$ mm ; $F_1 = 10$ daN ; $F_2 = 83$ daN ; $c = 27{,}8 > c_a = 7 \ldots 14$; $Q = 83$ daN.

417. $i = 3{,}8$; $z_1 = 23$; $z_2 = 88 < z_{2max} = 120$; $W = 168$ zale ; $L = 4267{,}2$ mm ; Nu $\left(\frac{A}{p} \approx 55 > 30 \ldots 50\right)$.

418. $v_m = 8{,}82$ m/s $< v_{max} = 15$ m/s ; $P_{ua} = 6{,}25$ kW (lanț 10 B, STAS 5174-66) ; $Q = 78$ daN.

419. $W = 135$ zale ; $L = 3429$ mm ; $D_{d_1} = 218{,}42$ mm ; $D_{d_2} = 436{,}84$ mm.

420. $P_{ua} = 7{,}4$ kW.

Plan editură: Nr. 5822
Coli de tipar: 34,5.
Bun de tipar: martie 1980



C. 189. I. P. INFORMAŢIA
str. Brezoianu nr. 23—25
Bucureşti